

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A
ROBOTIKY
FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
DEPARTMENT / STUDIO

HYDRAULICKO – ELEKTRICKÝ SYSTÉM ZAJIŠŤUJÍCÍ PARALELITU CHODU BERANU VŮČI STOLNÍ DESCE HYDRAULICKÉHO LISU

HYDRAULIC – ELECTRIC SYSTEM FOR PARALLEL RUN OF THE RAM IN THE FACE OF TABLE
BOARD OF HYDRAULIC PRESS

DIPLOMOVÁ PRÁCE
DIPLOMA THESIS

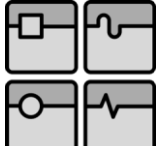
AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Jan Ošlejšek

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. Bronislav Foller, Ph.D.

BRNO 2008

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 2
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky
Akademický rok: 2007/08

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Ošlejšek Jan

který/která studuje v **magisterském studijním programu**

obor: **Stavba výrobních strojů a zařízení (2302T019)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Hydraulicko-elektrický systém zajišťující paralelitu chodu beranu vůči stolní desce hydraulického lisu

v anglickém jazyce:

Hydraulic - electric system for parallel run of the ram in the face of table board of hydraulic press

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Konstrukční, výpočtový a grafický návrh hydraulicko - elektrického systému zajišťujícího paralelitu chodu beranu vůči stolní desce hydraulického lisu Dieffenbacher.

Parametry lisu:

Pracovní síla	6,3 MN
Rozměr stolní desky	3000 x 2000 mm
Rozevřená výška beranu	1800 mm
Sevřená výška beranu	300 mm
Pracovní tlak lisu	31,5 MPa

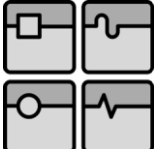
Max. excentrická síla systému paralelity 400 kN

Grafické a výpočtové návrhy proveďte v souladu s vnitropodnikovými normami firmy Dieffenbacher.

Cíle diplomové práce:

Vypracovat návrh konstrukčního řešení, výkresy sestavy, výrobní výkresy tří zadáných součástí, kusovník

Výpočtová zpráva musí obsahovat konstrukční výpočty uzlů a jejich kontrolu a dále potřebné pevnostní výpočty a analýzy, hydraulické zapojení hydraulicko - elektrického systému zajišťujícího paralelitu. Návrh ošetření tribotechnických uzlů. Analýzu konstrukce z hlediska provozní bezpečnosti dle NV 24/2003 a analýzu bezpečnostních rizik. Součástí práce musí být i ekonomická analýza výsledného řešení.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 3
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Seznam odborné literatury:

1. RUDOLF, B.; KOPECKÝ, M. Tvářecí stroje - základy stavby a využití. 1. vyd. Praha: SNTL, 1985. 405 s. ISBN 04-231-85
2. BRENÍK, P.; PÍČ, J. Obráběcí stroje - konstrukce a výpočty. 2. vyd. Praha: SNTL, 1986. 573 s. ISBN 04-235-86
3. ŽENÍŠEK, J.; JENKUT, M. Výrobní stroje a zařízení. 2. vyd. Praha: SNTL, 1990. 276 s. ISBN 04-222-90
4. KOVÁČ, A.; RUDOLF, B. Tvárníace stroje. 1. vyd. Bratislava: ALFA, 1989. 376 s. ISBN 80-05-00126-6
5. BOLEK, A.; KOCHMAN, J. a kol. Části strojů I a II. Technický průvodce 6 Praha: SNTL, 1990.
6. NĚMEC, J.; DVOŘÁK, J.; HOSCHL, C. Pružnost a pevnost ve strojírenství. 1. vyd. Praha: SNTL, 1988.
7. Strojírenská příručka 1. - 8. díl. 1. vyd. Praha: Scientia. 1992-1998, ISBN 80-03-00-680-5, ISBN 80-85827-00-x, ISBN 80-85827-23-9, ISBN 80-85827-58-1, ISBN 80-85827-59-x, ISBN 80-85827-88-3, ISBN 80-7183-024-0
8. DRASTÍK, F. Normativně technická dokumentace. Ostrava: Montanex, 1998.
9. Nařízení vlády č. 24/2003 Sb., kterým se stanoví technické požadavky na strojní zařízení

Vedoucí diplomové práce: Ing. Bronislav Foller, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2007/08.

V Brně, dne 30.11.2007




Ing. Petr Blecha, Ph.D.
Ředitel ústavu



doc. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

LICENČNÍ SMLOUVA POSKYTOVANÁ K VÝKONU PRÁVA UŽÍT ŠKOLNÍ DÍLO

uzavřená mezi smluvními stranami:

1. Pan

Jméno a příjmení: Jan Ošlejšek
 Bytem: Brno, Dobrovského 40, 612 00
 Narozen (datum a místo): 15. 1. 1983, Brno, okr. Brno – město
 (dále jen „autor“)

a

2. Vysoké učení technické v Brně

Fakulta
 se sídlem
 jejímž jménem jedná na základě písemného pověření děkanem fakulty:

 (dále jen „nabyvatel“)

Čl. 1 Specifikace školního díla

- Předmětem této smlouvy je vysokoškolská kvalifikační práce (VŠKP):
 - ☐ disertační práce
 - ☐ diplomová práce
 - ☐ bakalářská práce
 - ☐ jiná práce, jejíž druh je specifikován jako
 (dále jen VŠKP nebo dílo)

Název VŠKP:

Vedoucí/ školitel VŠKP:

Ústav:

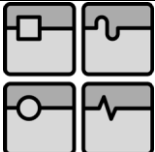
Datum obhajoby VŠKP:

VŠKP odevzdal autor nabyvateli v*:

- ☐ tištěné formě – počet exemplářů
- ☐ elektronické formě – počet exemplářů

* hodící se škrtněte

- Autor prohlašuje, že vytvořil samostatnou vlastní tvůrčí činností dílo shora popsané a specifikované. Autor dále prohlašuje, že při zpracovávání díla se sám nedostal do rozporu s autorským zákonem a předpisy souvisejícími a že je dílo dílem původním.
- Dílo je chráněno jako dílo dle autorského zákona v platném znění.
- Autor potvrzuje, že listinná a elektronická verze díla je identická.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 5
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Článek 2

Udělení licenčního oprávnění

1. Autor touto smlouvou poskytuje nabyvateli oprávnění (licenci) k výkonu práva uvedené dílo nevýdělečně užít, archivovat a zpřístupnit ke studijním, výukovým a výzkumným účelům včetně pořizování výpisů, opisů a rozmnoženin.
2. Licence je poskytována celosvětově, pro celou dobu trvání autorských a majetkových práv k dílu.
3. Autor souhlasí se zveřejněním díla v databázi přístupné v mezinárodní síti
 - ☐ ihned po uzavření této smlouvy
 - ☐ 1 rok po uzavření této smlouvy
 - ☐ 3 roky po uzavření této smlouvy
 - ☐ 5 let po uzavření této smlouvy
 - ☐ 10 let po uzavření této smlouvy
 (z důvodu utajení v něm obsažených informací)
4. Nevýdělečné zveřejňování díla nabyvatelem v souladu s ustanovením § 47b zákona č. 111/1998 Sb., v platném znění, nevyžaduje licenci a nabyvatel je k němu povinen a oprávněn ze zákona.

Článek 3

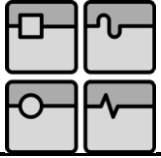
Závěrečná ustanovení

1. Smlouva je sepsána ve třech vyhotoveních s platností originálu, přičemž po jednom vyhotovení obdrží autor a nabyvatel, další vyhotovení je vloženo do VŠKP.
2. Vztahy mezi smluvními stranami vzniklé a neupravené touto smlouvou se řídí autorským zákonem, občanským zákoníkem, vysokoškolským zákonem, zákonem o archivnictví, v platném znění a popř. dalšími právními předpisy.
3. Licenční smlouva byla uzavřena na základě svobodné a pravé vůle smluvních stran, s plným porozuměním jejímu textu i důsledkům, nikoliv v tísní a za nápadně nevýhodných podmínek.
4. Licenční smlouva nabývá platnosti a účinnosti dnem jejího podpisu oběma smluvními stranami.

V Brně dne:

.....
Nabyvatel

.....
Autor

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 6
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Abstrakt

Předmětem diplomové práce je návrh konstrukce a výpočet mechanismu, který zajistí paralelitu chodu beranu a přestavování polohy beranu vůči stolní desce svislého hydraulického lisu. První část práce se věnuje návrhovým výpočtům rámu svislého hydraulického lisu. Druhá část je zaměřena na návrhový výpočet beranu a pracovních válců. Třetí část řeší návrh a konstrukci polohovacího hydraulicko – elektrického systému. Závěrečná čtvrtá část analyzuje konstrukci lisu z hlediska bezpečnosti, rizikovosti a z pohledu ekonomického.

Abstract

The aim of the diploma thesis is design construction and calculation of mechanism for parallel run of ram and adjusting position of ram in the face of table board of vertical hydraulic press. First part of thesis is about design calculation of vertical hydraulic press ram. Second part focuses on design calculation of ram and hydraulic cylinders. Third part solves design and construction of positioning hydraulic–electric system. Final fourth part analyses press construction from aspects of safeness, riskiness and economical factors.

Klíčová slova

hydraulický lis, beran, příčník, stolní deska, přestavovací mechanismus, trapézový šroub

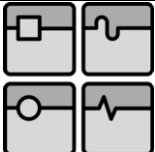
Keywords

hydraulic press, ram, girder, table board, positioning mechanism, trapezoidal screw

Bibliografická citace

OŠLEJŠEK, J. *Hydraulicko-elektrický systém zajišťující paralelitu chodu beranu vůči stolní desce hydraulického lisu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 69 s.

Vedoucí diplomové práce Ing. Bronislav Foller, Ph.D.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 7
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Prohlášení





Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma: *Hydraulicko-elektrický systém zajišťující paralelitu chodu beranu vůči stolní desce hydraulického lisu* vypracoval samostatně, a že všechny použité zdroje jsem správně a úplně citoval. Diplomová práce je z hlediska obsahu majetkem Fakulty strojního inženýrství VUT v Brně a může být využita pouze na základě licenční smlouvy obsažené v této práci.

.....

Podpis autora

Poděkování

Rád bych na tomto místě poděkoval vedoucímu diplomové práce Ing. Bronislavu Folleroovi, Ph.D. za metodické vedení. Dále děkuji firmě DIEFFENBACHER CZ, hydraulické lisy s.r.o., především Ing. Lubomíru Kuželovi za poskytnutí zajímavého tématu, za rady, připomínky a konzultace při vypracování této práce.

 	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 8
 	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

DIEFFENBACHER CZ, hydraulické lisy s.r.o., Brno

Patří k významným českým výrobcům hydraulických lisů do 12 500 kN pro dodavatele automobilového průmyslu, pro spotřební průmysl a pro další specializované lisovny.

Jako dceřiná společnost ze skupiny Dieffenbacher, Eppingen, Německo, vyrábí také díly pro velké lisy na tváření kovů, plastů a komponenty pro zařízení k výrobě aglomerovaných velkoplošných desek z dřevěných materiálů.

Nosný program tvoří především hydraulické lisy pro běžné operace tváření plechů jako je tažení, ohýbání, stříhání. Mezi tyto lisy spadají také lisy postupové. Dále do nosného programu patří hydraulické lisy pro tvarování a tváření plastů za tepla i ze studena, hydraulické lisy speciální pro různé technologie, jako je ostříhování tlakově litých odlitků, tušírování, laminování atd. Většina lisů je vyráběna na zakázku s parametry podle technologických požadavků a přání zákazníka. Firma je také schopna připravit a realizovat dodávku kompletního výrobního souboru včetně nástrojů a mechanizace.

Další oblastí je výroba dílů a celků podle požadavků odběratelů z různých odvětví průmyslu.

Společnost vlastní certifikáty systému jakosti:

Konform DIN EN ISO 9001

Certifikát dle DIN EN 729 – 2

DIEFFENBACHER CZ, hydraulické lisy s.r.o.

Řípská 15

627 00 Brno

Česká republika

Tel.: + 420 548 217 086

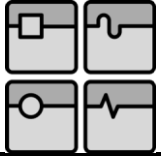
Fax: + 420 548 217 087

E-mail: dcz@dieffenbacher.cz

<http://www.dieffenbacher.cz>

Obsah

ÚVOD	10
1 RÁM LISU	11
1.1 STOJANY TVÁŘECÍCH STROJŮ	11
1.1.1 Otevřené stojany tvářecích strojů.....	11
1.1.2 Uzavřené stojany tvářecích strojů	12
1.1.3 Rozhodující kritéria při výběru vhodného materiálu.....	12
1.2 TYP ŘEŠENÉHO RÁMU LISU A VOLBA MATERIÁLU	13
1.3 METODY VÝPOČTŮ STOJANŮ TVÁŘECÍCH STROJŮ	13
1.3.1 Předpoklady pro výpočet uzavřených stojanů	14
1.4 NÁVRHOVÝ VÝPOČET RÁMU	15
1.4.1 Návrhový výpočet příčníků.....	18
1.4.2 Návrhový výpočet stojin lisu.....	23
1.4.3 Návrhový výpočet tloušťky stolní desky	24
2 NÁVRHOVÝ VÝPOČET BERANU.....	25
2.1 KONTROLA BERANU NA OHYB	25
2.2 KLUZNÉ (LIŠTOVÉ) VEDENÍ	28
2.3 NÁVRHOVÝ VÝPOČET PRŮMĚRU PÍSTU PRACOVNÍCH VÁLCŮ	32
3 SYSTÉM ZAJIŠŤUJÍCÍ PARALELITU CHODU BERANU VŮČI STOLNÍ DESCE.....	33
3.1 PATENTOVÁ ŘEŠERŠE.....	33
3.2 ZPŮSOBY ZAJIŠTĚNÍ PARALELITY CHODU BERANU VŮČI STOLNÍ DESCE	35
3.3 HYDRAULICKO – ELEKTRICKÝ SYSTÉM ZAJIŠŤUJÍCÍ PARALELITU CHODU BERANU VŮČI STOLNÍ DESCE LISU	36
3.3.1 Volba varianty řešení.....	36
3.3.2 Návrhový výpočet a konstrukce elektrické části systému – představování beranu	38
3.3.3 Návrh hydraulické části systému	50
4 ANALÝZA KONSTRUKCE STROJE	52
4.1 ANALÝZA KONSTRUKCE Z HLEDISKA BEZPEČNOSTI DLE NV 24/2003.....	52
4.2 ANALÝZA BEZPEČNOSTNÍCH RIZIK.....	53
4.3 EKONOMICKÁ ANALÝZA VÝSLEDNÉHO ŘEŠENÍ	56
ZÁVĚR	57
SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY A DALŠÍCH PRAMENŮ.....	58
SEZNAM POUŽITÉHO SOFTWARE.....	60
SEZNAM POUŽITÝCH NOREM.....	61
SEZNAM POUŽITÝCH OBRÁZKŮ.....	62
SEZNAM POUŽITÝCH TABULEK.....	62
SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ	63
SEZNAM PŘÍLOH.....	69

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 10
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	





Úvod

V současné době, kdy je požadována stále větší přesnost výroby strojních dílů, si hydraulické lisy vydobýly v tvářecích technologiích „monopolní“ místo. V některých technologiích jsou zcela nezastupitelné, např. v automobilovém průmyslu. Při lisování palubních desek automobilů, které jsou před lisováním navrstveny z několika vrstev různých materiálů, včetně velké vrstvy bavlny. Bavlna se při lisování stlačuje nerovnoměrně, a mohlo by dojít k excentrickému chodu beranu lisu, a tím by se palubní deska nestlačila rovnoměrně po celé ploše. Proto je potřeba zajistit paralelitu chodu beranu vůči stolní desce svislého hydraulického lisu.

Zaměření této diplomové práce bude spočívat v konstrukčním návrhu mechanismu, který zajistí paralelitu chodu beranu vůči stolní desce svislého hydraulického lisu.

Cílem diplomové práce je vypracovat návrh konstrukčního řešení přestavovacího mechanismu beranu lisu, výkresy sestavy, výrobní výkresy tří zadaných součástí a kusovník. Výpočtová zpráva musí obsahovat konstrukční výpočty uzlů a jejich kontrolu a dále potřebné pevnostní výpočty a analýzy, hydraulické zapojení – elektrického systému zajišťujícího paralelitu. Návrh ošetření tribotechnických uzlů. Analýzu konstrukce z hlediska provozní bezpečnosti dle NV/2003 a analýzu bezpečnostních rizik. Součástí práce musí být i ekonomická analýza výsledného řešení.

Problematika bude řešena návrhovými výpočty a konstrukcí rámu, beranu lisu, pracovních válců a hydraulicko – elektrického systému přestavování polohy beranu lisu. Ke konečnému konstrukčnímu návrhu bude použit modelovací a rýsovací software Autodesk Inventor Professional 11 CZ.

 	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 11
 	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

1 Rám lisu

V následujících kapitolách jsou popsány vlastnosti rámu lisu, typ lisu a návrhový výpočet rámu lisu a beranu lisu.

1.1 Stojany tvářecích strojů¹

Stojan (resp. rám) tvářecího stroje mechanicky váže všechny základní uzly silové části v jeden celek a je základní částí zachytávající síly přetvárného odporu, který vzniká v průběhu procesu tváření. Na návrhu stojanu závisí splnění dvou nejzákladnějších parametrů výrobku, a to:

- a) přesnost tvaru
- b) přesnost rozměru

Jak již bylo uvedeno, stojany tvářecích strojů jsou nejdůležitějším uzlem a tato skutečnost nutí konstruktéry čím dál více využívat při návrhu nových výpočetních metod, jenž musí odpovídat požadavkům, kladeným na stojany:

1. vyhovující tuhost stojanu vzhledem k tuhosti pracovního prostoru
2. statická a dynamická stabilita
3. tepelná stabilita a poměrně malé tepelné deformace
4. odolnost proti opotřebení vodících ploch
5. snadný přívod a odvod polotovaru a výrobků z pracovního prostoru
6. ekonomicky zdůvodněná hmotnost stojanu a podložená výpočtem, (např. z hlediska maximální tuhosti)

Z konstrukčního hlediska se stojany rozdělují:

- a) otevřené
- b) uzavřené

Při rozhodování o volbě stojanu tvářecího stroje musí konstruktér uvážit všechny výhody a nevýhody těchto stojanů popř. technologické, ekonomické, dopravní aspekty apod. Rozhodující kritéria jsou zdvih a sevření, excentrické zatížení, apod.

1.1.1 Otevřené stojany tvářecích strojů

Z konstrukčního hlediska hovoříme o stojanech:

- a) jedno stojinových (typ „C“)
- b) dvou stojinových (typ „CC“)

Podle tvaru horní části stojiny můžeme otevřené stojany rozdělit na stojany:

- a) s přímou stojinou
- b) s lomenou stojinou
- c) se zakřivenou stojinou

Navíc lze otevřené stojany rozdělit podle osy pohybu beranu na stojany:

- a) svislé
- b) vodorovné (stojan ležící)
- c) šikmé (stojan nakloněný)

¹ Pramen: [20]

Ve většině případů se otevřené stojany používají u mechanických lisů, výhodnější jsou pro stroje univerzální a menších rozměrů.

1.1.2 Uzavřené stojany tvářecích strojů

Z konstrukčního hlediska hovoříme o stojanech (podle tvaru):

- tvaru „O“
- tvaru „OO“

Z hlediska vstupu do pracovního prostoru a podle typu stojanu:

- stojinový stojan
- sloupový stojan
- sektorový (resp. sekcový) stojan

Z hlediska montáže dělíme uzavřené stojany jako:

- dělené
- nedělené (celistvé – jednotlivé)

Dělené stojany pro stojinový typ jsou spojovány předepjatými šrouby (tzv. ohřátými kotvami). Pro sloupový typ jsou stojany spojovány pomocí kotev s předepsanými maticemi (tzv. „studené“ resp. „ohřáté“ matice).

Nedělené stojany můžeme z technologického hlediska rozdělit na:

- odlévané (litinové nebo ocelolitinové)
- svařované (z ocelových plechů)
- kombinované – část svařovaná, část odlitá

Svařované stojany jsou oproti odlévaným ze šedé litiny tužší, což je dáno vyšším modulem pružnosti ocele E než šedé litiny. Svařované stojany jsou ekonomicky výhodné zejména při poměrně malých sériích výroby tvářecích strojů. Naopak odlévané stojany ze šedé litiny jsou levnější při velkých sériích, mají dobrou tlumící schopnost vůči vibračním apod. Prvořadým kritériem jsou náklady na jednotlivé provedení stojanů.

1.1.3 Rozhodující kritéria při výběru vhodného materiálu rámu²

Veličiny, ke kterým je nutné přihlédnout při výběru vhodného materiálu rámu lisu:

- mez pevnosti materiálu (mez kluzu, mez únavy) – bezpečnost proti plastickým deformacím,
- měrná hmotnost materiálu,
- modul pružnosti v tahu materiálu (E),
- modul pružnosti ve smyku materiálu (G),
- tlumící účinky materiálu – dynamické chování,
- součinitel tření, tvrdost (tření a velikost opotřebení ve vodících plochách),
- minimální vnitřní pnutí v rámu – geometrická stabilita,
- součinitel tepelné roztažnosti,
- součinitel přestupu tepla – termoelastické chování

² Pramen: [3]

Kromě toho mají na výběr vhodného materiálu nepochybně vliv také následující výrobní a ekonomická hlediska:

- cena materiálu,
- průmyslová výroba,
- zpracování,
- technologie svařování

Tabulka 1 Fyzikální vlastnosti jednotlivých materiálů

materiál	modul pružnosti (E) [Pa]	měrná hmotnost [N/dm ³]	tepelná kapacita [J/(g.K)]	tepelná vodivost [W/(m.K)]	pevnost v tahu (R _m) [Pa]	koefficient útlumu –
ocel	2,1·10 ⁵	78,5	0,45	14 – 52	400 – 1300	0,0023
litina GGG	1,6-1,85·10 ⁵	74,0	0,63	29	400 – 700	---
šedá litina	0,8-1,4·10 ⁵	72,0	0,46	54	100 – 300	0,0045
konstr. beton	0,4·10 ⁵	23,0	0,9 – 1,1	1,5	10 – 15	0,02

Zdroj: [3]

Z tabulky je patrné, že ocel má oproti šedé litině cca. Dvojnásobný modul pružnosti (E). Velikost deformace je úměrná velikosti E materiálu.

1.2 Typ řešení rámu lisu a volba materiálu

Jedná se o uzavřený, dvoustojanový rám lisu, tvaru „O“, svařovaný z ocelových plechů.

Volba materiálu plechů rámu a beranu lisu³

Volím ocel 11 373 - neušlechtilá konstrukční ocel obvyklé jakosti vhodná ke svařování. Součásti konstrukcí namáhané staticky i mírně dynamicky

1.3 Metody výpočtů stojanů tvářecích strojů⁴

V zaměření na oblast výpočtu a návrhu stojanů tvářecích strojů se setkáváme s těmito přístupy:

- a) **klasický** – přibližný výpočet stojanu – s využitím nejjednodušších možností, a to odhadu, intuice, zkušeností a tradic
- b) **moderní** – přesný výpočet stojanu – s využitím moderních výpočetních metod a progresivní výpočetní techniky

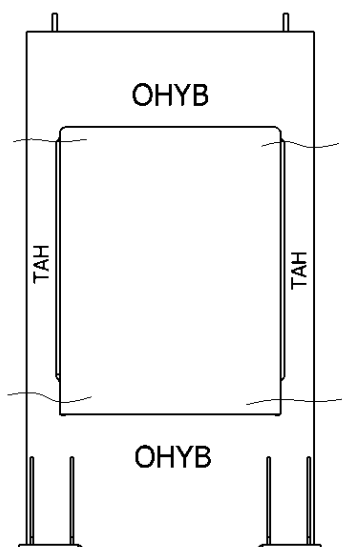
Klasický přístup návrhu stojanů tvářecích strojů při výpočtu namáhání a deformací uzavřených (nedělených) stojanů se výpočty zjednodušují na uzavřené rámy buď symetricky, nebo nesymetricky namáhané, které se skládají z konstantních nosníků podél jednotlivých úseků rámu. Šířka takového rámu se rovná vzdálenosti mezi neutrálními osami stojin.

³ Pramen: Ing. Lubomír Kužela – Dieffenbacher CZ, hydraulické lisy s.r.o.

⁴ Pramen: [20]

Výška rámu pak součtu délek stojiny a vzdáleností neutrálních os dolního a horního příčnicku. Horní a dolní příčník se nahradí nosníkem, zatížený spojitým zatížením či osamělými silami. Ve skutečnosti je namáhání rámu daleko složitější záležitostí. Namáhání rámu si zjednodušíme na namáhání příčnicků na ohyb a stojin na tah. Je třeba upozornit, že tento klasický přístup k výpočtu stojanů je velice zjednodušený, protože pro skutečně složité tvary stojanů takovýto analytický výpočet nezachytí místa na stojanu, kde dochází např. ke koncentraci napětí nebo ty, kde jsou vady materiálu či trhliny, které většinou bývají zárodkem pro další fázi porušování.

Obrázek 1-1 Zjednodušený model namáhání dvoustojanového rámu



Zdroj: Vlastní konstrukce, dle [16]

1.3.1 Předpoklady pro výpočet uzavřených stojanů⁵

Výpočet lze provést klasickými metodami s přijatelnou přesností pouze tehdy, jsou-li splněny následující předpoklady:



- rám je poměrně štíhlý, tj. že příčné řezy jsou proti délkovým rozměrům malé,
- rozměry příčných průřezů jsou konstantní nebo se v podélném směru mění jen zvolna,
- nevyskytují se žádné tvarové nespojitosti, takže střednice vedené centrální osou průřezu jsou přímkové,
- neuvažuje se s možností výskytu dodatečných napětí vzniklých na základě špatné montáže jednotlivých komponent lisu,
- Horní a spodní příčník uvažovány vůči stojinám jako nekonečně tuhé
 J_1 – kvadratický moment průřezu horního příčnicku [m^4]
 J_2 – kvadratický moment průřezu stojiny [m^4]
 J_3 – kvadratický moment průřezu spodního příčnicku [m^4]

$$J_1 \gg J_2$$

$$J_3 \gg J_2$$

Tyto předpoklady jsou splněny málokdy, a proto výpočet platí pouze informativně, přičemž nejsou vyloučeny velké odchylky mezi vypočtenými a skutečnými hodnotami deformací, hlavně v místech náhlých změn průřezu.

⁵ Pramen: [3] a [20]

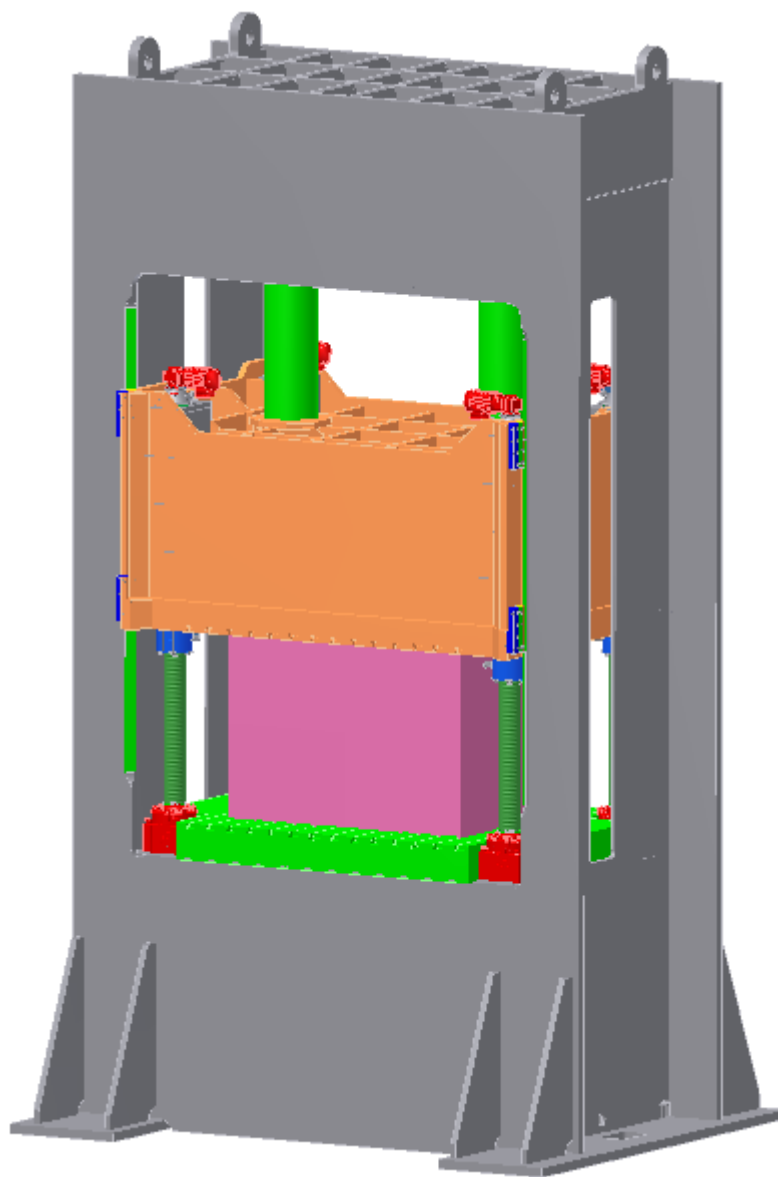
	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 15
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

1.4 Návrhový výpočet rámu

Návrh a výpočet stojanu provádím klasickým způsobem – pomocí výpočtů s využitím nejjednodušších možností, bez použití MKP.

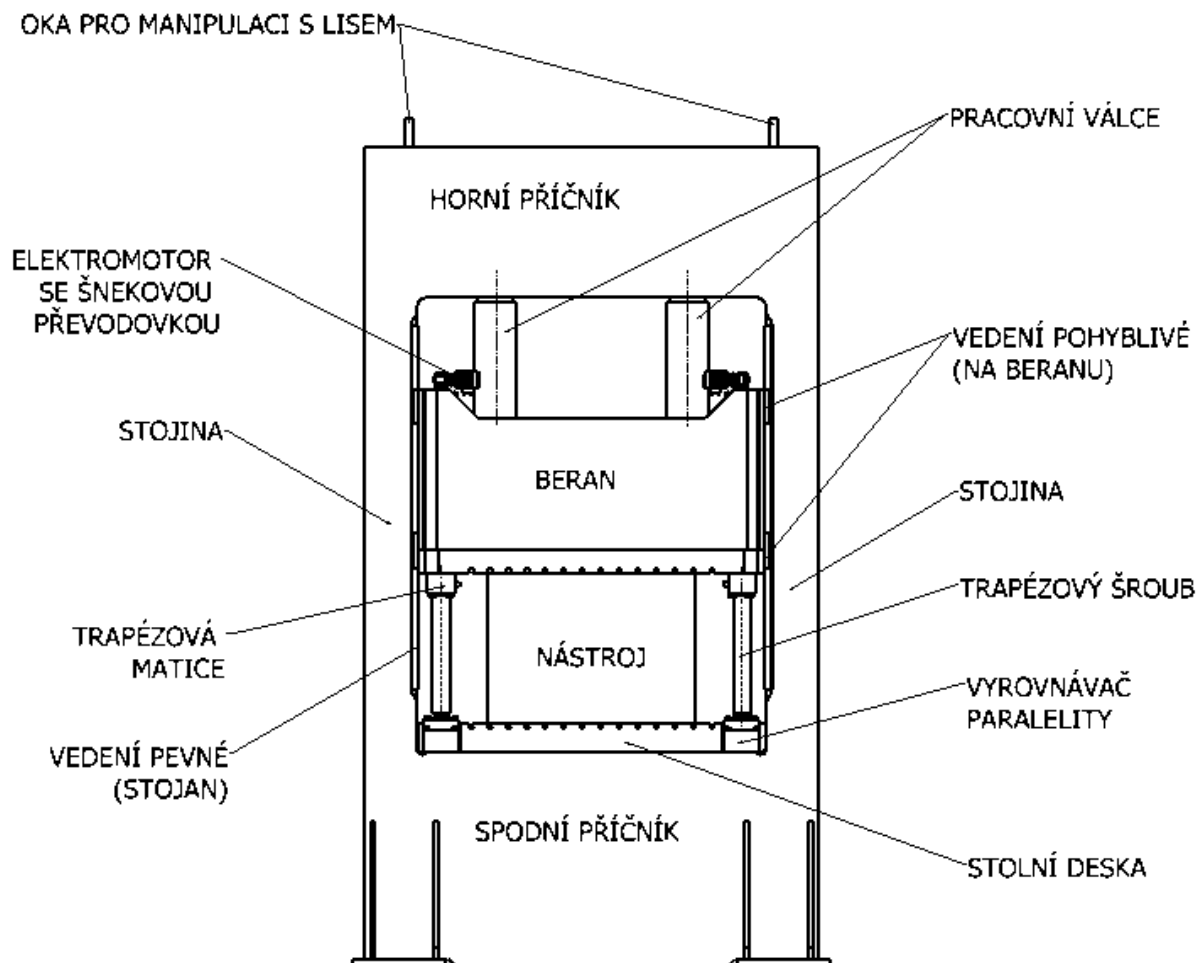
Řešený svislý hydraulický lis má dva pracovní válce. To znamená, že jeden pracovní válec má lisovací sílu $F_1 = 315 \text{ t} = 3,15 \text{ MN}$.

Obrázek 1-2 Hydraulický lis svislého provedení - lisovací síla $6,3 \text{ MN} = 630 \text{ t}$



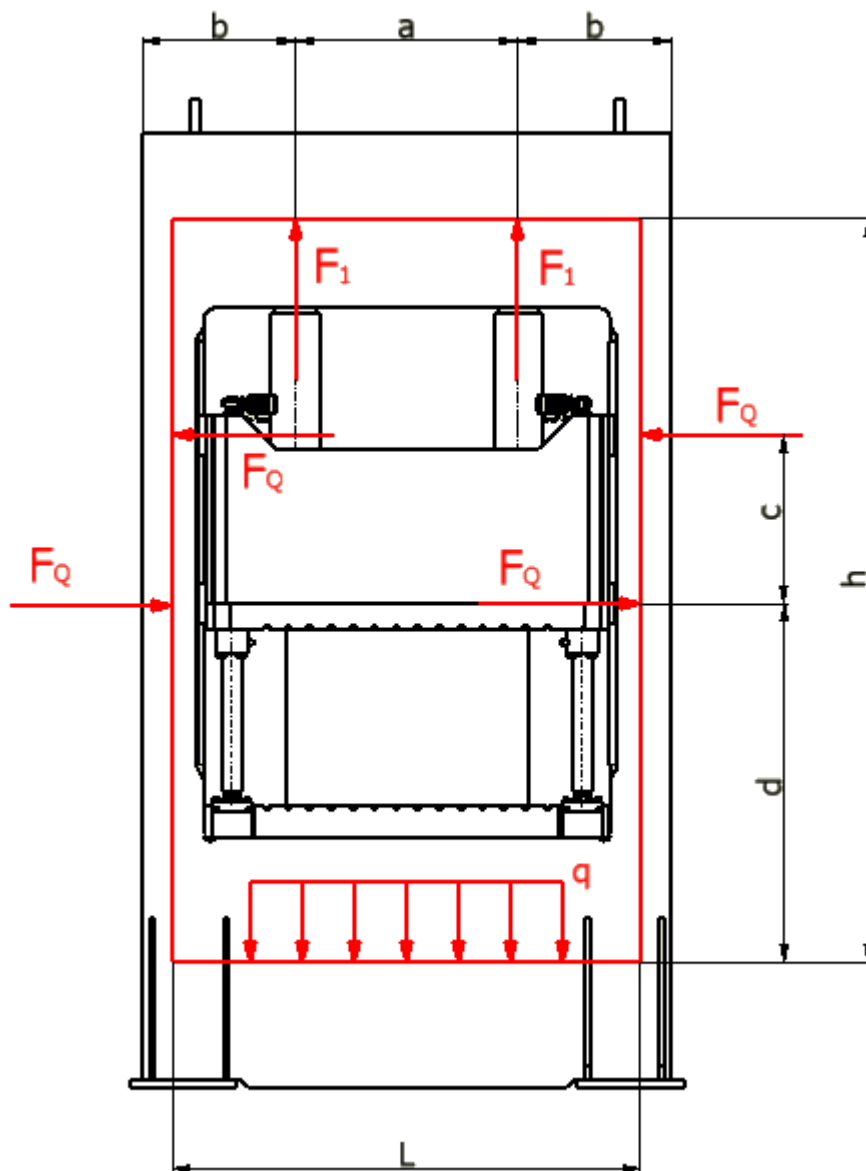
Zdroj: Vlastní konstrukce, dle [Dieffenbacher CZ, hydraulické lisy s.r.o.]

Obrázek 1-3 Kinematické schéma lisu



Zdroj: Vlastní konstrukce, dle [3]

Obrázek 1-4 Výpočtový model rámu lisu



Zdroj: Vlastní konstrukce, dle [3]

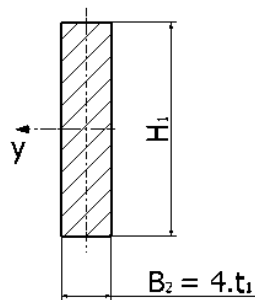
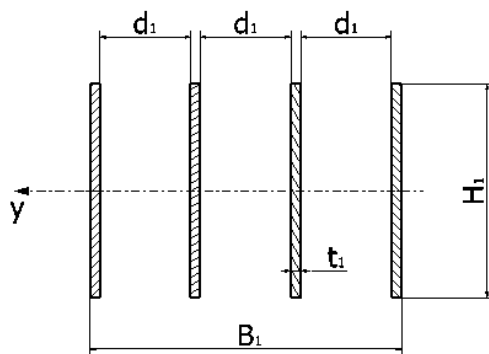
1.4.1 Návrhový výpočet příčníků

1) Horní příčník

Návrhový výpočet průřezového modulu v ohybu W_o

Průřez příčником je možno si převést na ekvivalentní obdélníkový profil pro snazší stanovení osového kvadratického momentu.

Obrázek 1-5 Příčný řez horním příčником



Osový kvadratický moment k ose y:

$$J_y = \frac{B \cdot H^3}{12}$$

$$\text{Potom: } W_{oy} = \frac{J_y}{\frac{H}{2}} = \frac{\frac{B \cdot H^3}{12}}{\frac{H}{2}} = \frac{B \cdot H^2}{6}$$

$$t_1 = 60 \text{ mm} \Rightarrow B_2 = 4 \cdot t_1 = 240 \text{ mm}$$

$$B_2 = 240 \text{ mm}$$

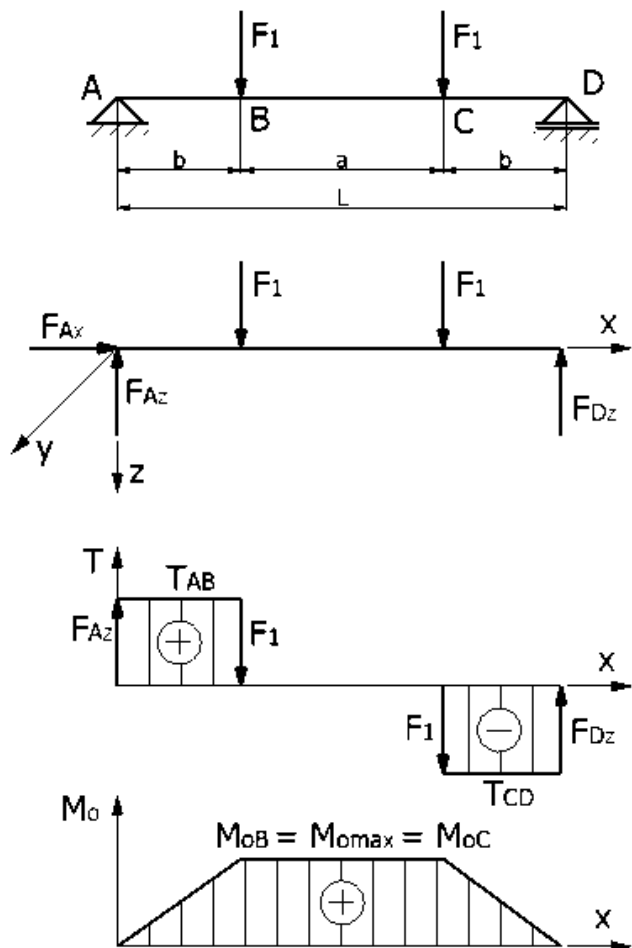
$$H_1 = 1300 \text{ mm}$$

$$W_{oy} = \frac{240 \cdot 1300^2}{6} = 0,0676 \text{ m}^3$$

Zdroj: Vlastní konstrukce, dle [3]

Určení VVÚ (výsledných vnitřních účinků)

Obrázek 1-6 Horní příčník - VVÚ



$$F_1 = \frac{F}{2} = 3,15 \cdot 10^6 \text{ N}$$

$$L = 3,47 \text{ m}$$

$$a = 1,27 \text{ m}$$

$$b = 1,1 \text{ m}$$

$$F_x: F_{Ax} = 0$$

$$F_z: -F_{Az} + F_1 + F_1 - F_{Dz} = 0$$

$$M_{yA}: F_{Bz} \cdot L - F_1 \cdot (a + b) - F_1 \cdot b = 0$$

Reakce v podporách:

$$F_{Az} = F_{Dz} = F_1$$

Posouvající síly:

$$T_{AB} - T_{CD} = 0 \Rightarrow T_{AB} = -T_{CD} = F_1$$

Zdroj: Vlastní konstrukce, dle [Dieffenbacher CZ, hydraulické lis s.r.o.] a [8]

Ohybové momenty:

$$M_{yA}: M_{oB} = F_{Az} \cdot b = 3,15 \cdot 10^6 \cdot 1,1 = 3,465 \cdot 10^6 \text{ Nm}$$

$$\text{kontrola: } M_{yA}: M_{oC} = F_{Az} \cdot (a + b) - F_1 \cdot a = 3,465 \cdot 10^6 \text{ Nm}$$

Maximální ohybový moment je v místech hydraulických válců: $M_{omax} = M_{oB} = M_{oC}$

$$M_{omax} = F_1 \cdot b = 3,15 \cdot 10^6 \cdot 1,1 = 3,465 \cdot 10^6 \text{ Nm}$$

Výpočet velikosti napětí od ohybového momentu v horním příčniku

Velikost napětí v místech hydraulických válců: σ_{o1}, σ_{o2}

$$\sigma_{o1} = \frac{M_{o1}}{W_{oy}} = \sigma_{o2} = \frac{M_{o2}}{W_{oy}} = \sigma_{ex} = \frac{M_{omax}}{W_{oy}}$$

$$\sigma_{ex} = \frac{M_{omax}}{W_{oy}} = \frac{3,465 \cdot 10^6}{0,0676} = 51 \text{ MPa}$$

Výpočet velikosti napětí od posouvajících sil v horním příčniku

$$S_1 = B_2 \cdot H_1 = 0,312 \text{ m}^2$$

$$\tau_1 = \frac{3}{2} \cdot \frac{T_{AB}}{S_1} = \frac{3}{2} \cdot \frac{T_{CD}}{S_1} = \frac{3}{2} \cdot \frac{F_1}{S_1} = \frac{3}{2} \cdot \frac{3,15 \cdot 10^6}{0,312} = 15 \text{ MPa}$$

Potom redukované napětí: $\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{ex}^2 + (\alpha \cdot \tau_1)^2}$

kde: $\alpha = \sqrt{3}$ dle teorie HMM

$\alpha = 2$ dle teorie τ_{max}

Volím α podle teorie τ_{max} , protože je konzervativnější.

$$\sigma_{red} = \sqrt{51^2 + (2 \cdot 15)^2} = 60 \text{ MPa}$$

Výše uvedené výsledné napětí musí být menší nebo maximálně rovno napětí dovolenému:

$$\sigma_{red} \leq \sigma_D$$

$\sigma_D = 70 \text{ MPa}$... stanovené vnitropodnikovou normou fy. DIEFFENBACHER

Podmínka $\sigma_{red} \leq \sigma_D$ je splněna, to znamená, že horní příčník vyhovuje na namáhání na ohyb vznikající od hydraulických válců.

2) Spodní příčník

Návrhový výpočet průřezového modulu v ohybu W_o

Průřez příčníkem je možno si převést na ekvivalentní obdélníkový profil pro snazší stanovení osového kvadratického momentu.

Obrázek 1-7 Příčný řez spodním příčníkem

Osový kvadratický moment k ose y:

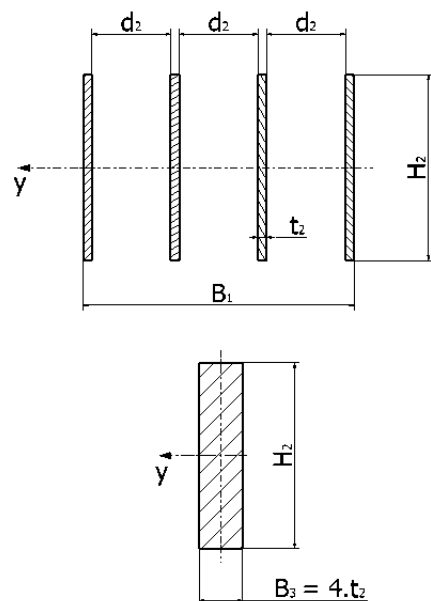
$$J_y = \frac{B \cdot H^3}{12} = \frac{240 \cdot 1850^3}{12} = 0,13 \text{ m}^4$$

Potom: $W_{oy} = \frac{J_y}{\frac{H}{2}} = \frac{\frac{B \cdot H^3}{12}}{\frac{H}{2}} = \frac{B \cdot H^2}{6}$

$$t_2 = 60 \text{ mm} \Rightarrow B_3 = 4 \cdot t_2 = 240 \text{ mm}$$

$$B_3 = 240 \text{ mm} \text{ i } H_2 = 1850 \text{ mm}$$

$$W_{oy} = \frac{240 \cdot 1850^2}{6} = 0,137 \text{ m}^3$$



Zdroj: Vlastní konstrukce, dle [3]

Hlavním kritériem pro návrh rozměrů spodního příčnicku je kontrola na průhyb

Maximální dovolený průhyb $\omega_D = 0,17 \text{ mm}$

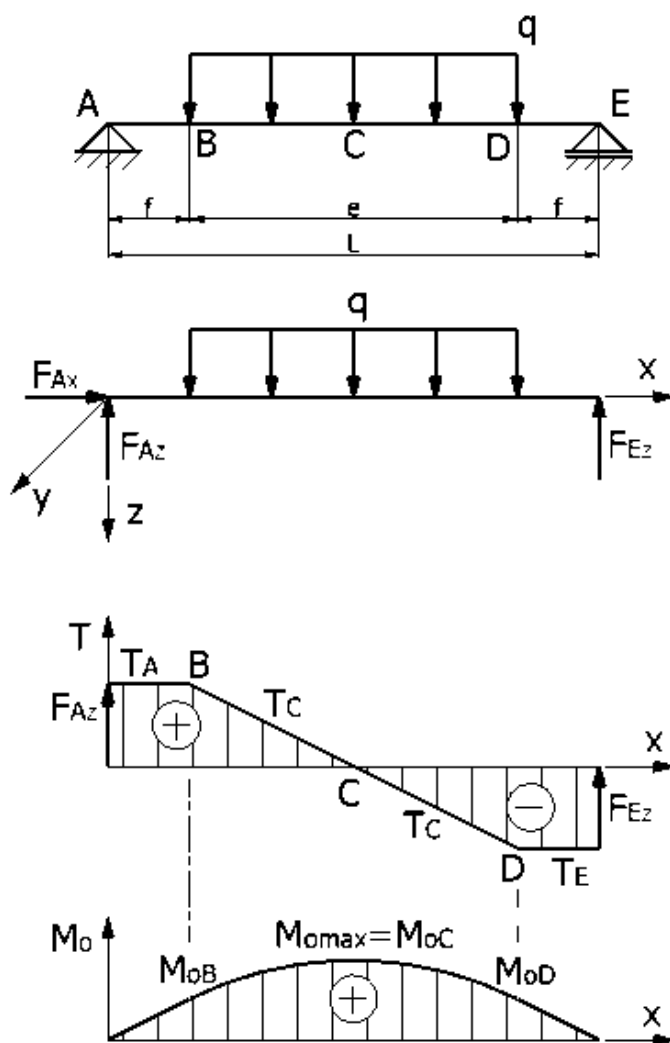
$$\omega_{max} = \frac{q \cdot e}{384 \cdot E \cdot J_y} \cdot (8 \cdot L^3 - 4 \cdot L \cdot e^2 + e^3) < \omega_D$$

$$\omega_{max} = \frac{2,724 \cdot 10^6 \cdot 2,313}{384 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 0,13} \cdot (8 \cdot 3,47^3 - 4 \cdot 3,47 \cdot 2,313^2 + 2,313^3) = 0,164 \text{ mm}$$

$$\omega_{max} < \omega_D \dots \text{vyhovuje}$$

Určení VVÚ:

Obrázek 1-8 Spodní příčník - VVÚ



$$L = 3,47 \text{ m}$$

$$q = \frac{F}{e} = 2,724 \cdot 10^6 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$$

$$e = \frac{2}{3} \cdot L = 2,313 \text{ m}$$

$$f = \frac{1}{6} \cdot L = 0,578 \text{ m}$$

$$F_x: F_{Ax} = 0 ;$$

$$F_z: q \cdot e - F_{Az} - F_{Ez} = 0 ;$$

$$M_{yA}: F_{Ez} \cdot L - (q \cdot e) \cdot (e + f) = 0 ;$$

Reakce v podporách:

$$F_{Az} = F_{Ez} = \frac{1}{2} \cdot q \cdot e$$

Posouvající síly:

$$T_B(x) = -T_D(x) = \frac{1}{2} \cdot q \cdot e$$

$$T_C(x) = \frac{1}{2} \cdot q \cdot e - q \cdot (x - f)$$

Zdroj: Vlastní konstrukce, dle [Dieffenbacher CZ, hydraulické lisů s.r.o.] a [8]

Posouvající síla v bodech B a D:

$$T_B = T_D = \frac{1}{2} \cdot q \cdot e = \frac{1}{2} \cdot 2,724 \cdot 10^6 \cdot 2,313 = 3,15 \cdot 10^6 \text{ N}$$

Posouvající síla v bodě C při $x = \frac{L}{2} = f + \frac{e}{2}$:

$$T_C = T_C \left(f + \frac{e}{2} \right) = \frac{1}{2} \cdot q \cdot e - q \cdot \left(f + \frac{e}{2} - f \right) = 0$$

Ohybové momenty: pro $T_B(x) = T_D(x) \Rightarrow M_{o1}(x) = \frac{1}{2} \cdot q \cdot e \cdot x$

$$\text{pro } T_C(x) \Rightarrow M_{o2}(x) = \frac{1}{2} \cdot q \cdot e \cdot x - q \cdot \frac{(x-f)^2}{2}$$

Ohybový moment v bodech B a D:

$$M_{oB} = M_{oD} = M_{o1}(f) = \frac{1}{2} \cdot 2,724 \cdot 10^6 \cdot 2,313 \cdot 0,578 = 1,82 \cdot 10^6 \text{ Nm}$$

Maximální ohybový moment je v bodě C pro $x = \frac{L}{2} = f + \frac{e}{2}$:

pozn.: $L = e + 2f$

$$\begin{aligned} M_{omax} = M_{oC} = M_{o2} \left(f + \frac{e}{2} \right) &= \frac{1}{2} \cdot q \cdot e \cdot \left(f + \frac{e}{2} \right) - q \cdot \frac{\left[\left(f + \frac{e}{2} \right) - f \right]^2}{2} = \\ &= \frac{1}{2} \cdot q \cdot e \cdot f + \frac{1}{2} \cdot q \cdot \frac{e^2}{2} - q \cdot \frac{\frac{e^2}{4}}{2} = \frac{1}{8} \cdot q \cdot e \cdot (4f + e) = \\ &= \frac{1}{8} \cdot q \cdot e \cdot (e + 2f + 2f) = \frac{1}{8} \cdot q \cdot e \cdot (L + 2f) = \\ &= \frac{1}{8} \cdot 2,724 \cdot 10^6 \cdot 2,313 \cdot (3,47 + 2 \cdot 0,578) = 3,643 \cdot 10^6 \text{ Nm} \end{aligned}$$

Výpočet velikosti napětí od ohybového momentu ve spodním příčniku

Ohybový moment v bodě B a D:

$$\sigma_{o1} = \frac{M_{oB}}{W_{oy}} = \frac{M_{oD}}{W_{oy}} = \frac{1,82 \cdot 10^6}{0,137} = 14 \text{ MPa}$$

Velikost napětí v místě největšího ohybového momentu:

$$\sigma_{ex} = \frac{M_{omax}}{W_{oy}} = \frac{3,643 \cdot 10^6}{0,137} = 27 \text{ MPa}$$

Výpočet velikosti napětí od posouvajících sil ve spodním příčniku

$$S_2 = B_3 \cdot H_2 = 240 \cdot 1850 = 0,444 \text{ m}^2$$

$$\tau_B = \frac{3}{2} \cdot \frac{T_B}{S_2} = \frac{3}{2} \cdot \frac{3,15 \cdot 10^6}{0,444} = 11 \text{ MPa}$$

$$\tau_C = \frac{3}{2} \cdot \frac{T_C}{S_2} = 0 \text{ MPa}$$

$$\tau_D = \frac{3}{2} \cdot \frac{T_D}{S_2} = \frac{3}{2} \cdot \frac{3,15 \cdot 10^6}{0,444} = 11 \text{ MPa}$$

Potom redukovaná napětí v jednotlivých místech spodního příčnicku (B, C, D) budou:

$$\sigma_{redB} = \sqrt{\sigma_{o1}^2 + (\alpha \cdot \tau_B)^2} = \sqrt{14^2 + (2 \cdot 11)^2} = 26 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{redC} = \sqrt{\sigma_{ex}^2 + (\alpha \cdot \tau_C)^2} = \sqrt{27^2 + (2 \cdot 0)^2} = 27 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{redD} = \sqrt{\sigma_{o1}^2 + (\alpha \cdot \tau_D)^2} = \sqrt{14^2 + (2 \cdot 11)^2} = 26 \text{ MPa}$$

Výše uvedené výsledné napětí musí být menší nebo maximálně rovno napětí dovolenému:

$$\sigma_{red} \leq \sigma_D$$

$\sigma_D = 70 \text{ MPa}$... stanovené vnitropodnikovou normou fy. DIEFFENBACHER

Podmínka $\sigma_{red} \leq \sigma_D$ je splněna, to znamená, že horní příčník vyhovuje na namáhání na ohyb vznikající od hydraulických válců.

1.4.2 Návrhový výpočet stojin lisu

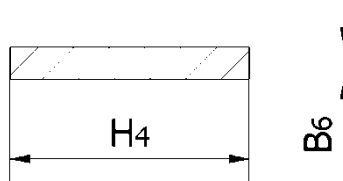
Návrhový výpočet stojin lisu se zjednodušuje na prostý tah nosníku. $\sigma = \frac{F}{S}$

Tloušťka stojiny $B_6 = 120 \text{ mm}$

Šířka stojiny $H_4 = 450 \text{ mm}$

Obrázek 1-9 Zjednodušené namáhání stojiny lisu

Obrázek 1-10 Příčný řez stojinou lisu



Zdroj: Vlastní konstrukce

$$S_3 = B_6 \cdot H_4 = 120 \cdot 450 = 0,054 \text{ m}^2$$

$$\sigma = \frac{\frac{F}{4}}{S_3} = \frac{F}{4 \cdot S_3} = \frac{6,3 \cdot 10^6}{4 \cdot 0,054} = 29 \text{ MPa} \dots \text{vyhovuje}$$

Zdroj: Vlastní konstrukce, dle [Dieffenbacher CZ, hydraulické lisy s.r.o.]



		Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 24
		DIPLOMOVÁ PRÁCE	

1.4.3 Návrhový výpočet tloušťky stolní desky

Hlavním kritériem je maximální dovolený průhyb $\omega_D = 0,17 \text{ mm}$

Osový kvadratický moment k ose y:

$$J_y = \frac{B_{10} \cdot H_{10}^3}{12} = \frac{550 \cdot 205^3}{12} = 0,395 \cdot 10^{-3} \text{ m}^4$$

$B_{10} = 550 \text{ mm}$ – největší vzdálenost plechů žebrování, které je pod stolní deskou

$H_{10} = 205 \text{ mm}$ - minimální výška stolní desky

$$\omega_{max} = \frac{5}{384} \cdot \frac{q \cdot L^4}{E \cdot J_y} < \omega_D$$

$$\omega_{max} = \frac{5}{384} \cdot \frac{11,45 \cdot 10^6 \cdot 0,55^4}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 0,395 \cdot 10^{-3}} = 0,165 \text{ mm}$$

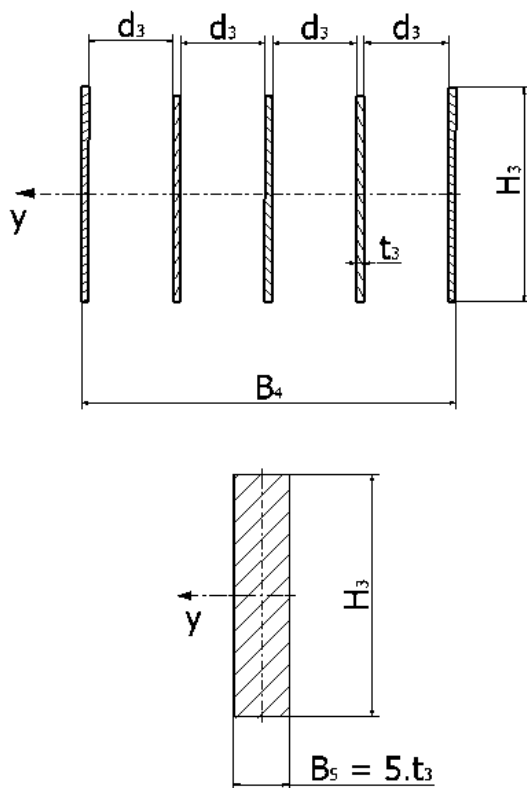
2 Návrhový výpočet beranu

2.1 Kontrola beranu na ohyb

Návrhový výpočet průřezového modulu v ohybu W_o

Průřez příčnickem je možno si převést na ekvivalentní obdélníkový profil pro snazší stanovení osového kvadratického momentu.

Obrázek 2-1 Příčný řez beranem lisu



Osový kvadratický moment k ose y:

$$J_y = \frac{B \cdot H^3}{12}$$

$$\text{Potom: } W_{oy} = \frac{J_y}{\frac{H}{2}} = \frac{\frac{B \cdot H^3}{12}}{\frac{H}{2}} = \frac{B \cdot H^2}{6}$$

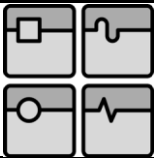
$$t_3 = 40 \text{ mm} \Rightarrow B_5 = 5 \cdot t_3 = 200 \text{ mm}$$

$$B_5 = 200 \text{ mm}$$

$$H_3 = 1100 \text{ mm}$$

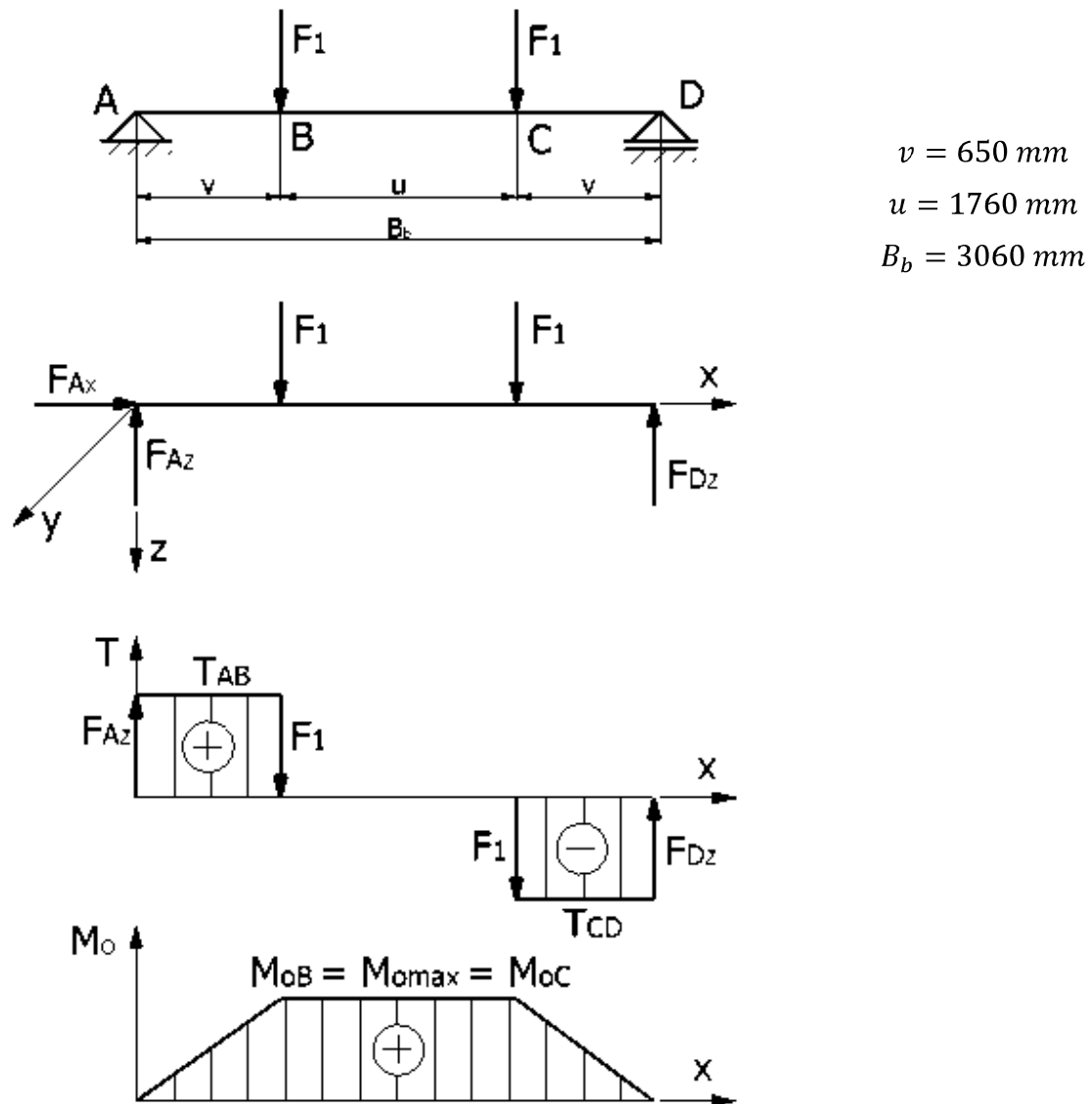
$$W_{oy} = \frac{200 \cdot 1100^2}{6} = 0,04 \text{ m}^3$$

Zdroj: Vlastní konstrukce, dle [3]



Určení VVÚ:





Obrázek 2-2 Beran lisu - VVÚ



Zdroj: Vlastní konstrukce, dle [Dieffenbacher CZ, hydraulické lisy s.r.o.] a [8]

Maximální ohybový moment je v místech hydraulických válců: $M_{omax} = M_{oB} = M_{oC}$

$$M_{omax} = F_1 \cdot v = 3,15 \cdot 10^6 \cdot 650 = 2,05 \cdot 10^9 \text{ Nmm} = 2,05 \cdot 10^6 \text{ Nm}$$

 	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 27
 	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Výpočet velikosti napětí od ohybového momentu v beranu

Velikost napětí v místech hydraulických válců: σ_{o1} , σ_{o2}

$$\sigma_{o1} = \frac{M_{o1}}{W_{oy}} = \sigma_{o2} = \frac{M_{o2}}{W_{oy}} = \sigma_{ex} = \frac{M_{omax}}{W_{oy}}$$

$$\sigma_{ex} = \frac{M_{omax}}{W_{oy}} = \frac{2,05 \cdot 10^6}{0,04} = 51 MPa$$

Výpočet velikosti napětí od posouvajících sil v beranu

$$S_3 = B_5 \cdot H_3 = 0,22 m^2$$

$$\tau_3 = \frac{3}{2} \cdot \frac{T_1}{S_3} = \frac{3}{2} \cdot \frac{T_2}{S_3} = \frac{3}{2} \cdot \frac{F_1}{S_3} = \frac{3}{2} \cdot \frac{3,15 \cdot 10^6}{0,22} = 21,5 MPa$$

Potom redukované napětí: $\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{ex}^2 + (\alpha \cdot \tau)^2}$

kde: $\alpha = \sqrt{3}$ dle teorie HMM

$\alpha = 2$ dle teorie τ_{max}

Volím α podle teorie τ_{max} , protože je konzervativnější.

$$\sigma_{red} = \sqrt{51^2 + (2 \cdot 21,5)^2} = 67 MPa$$

Výše uvedené výsledné napětí musí být menší nebo maximálně rovno napětí dovolenému:

$$\sigma_{red} \leq \sigma_D$$

$\sigma_D = 70 MPa$... stanovené vnitropodnikovou normou fy. DIEFFENBACHER

Podmínka $\sigma_{red} \leq \sigma_D$ je splněna, to znamená, že horní příčník vyhovuje na namáhání na ohyb vznikající od hydraulických válců.

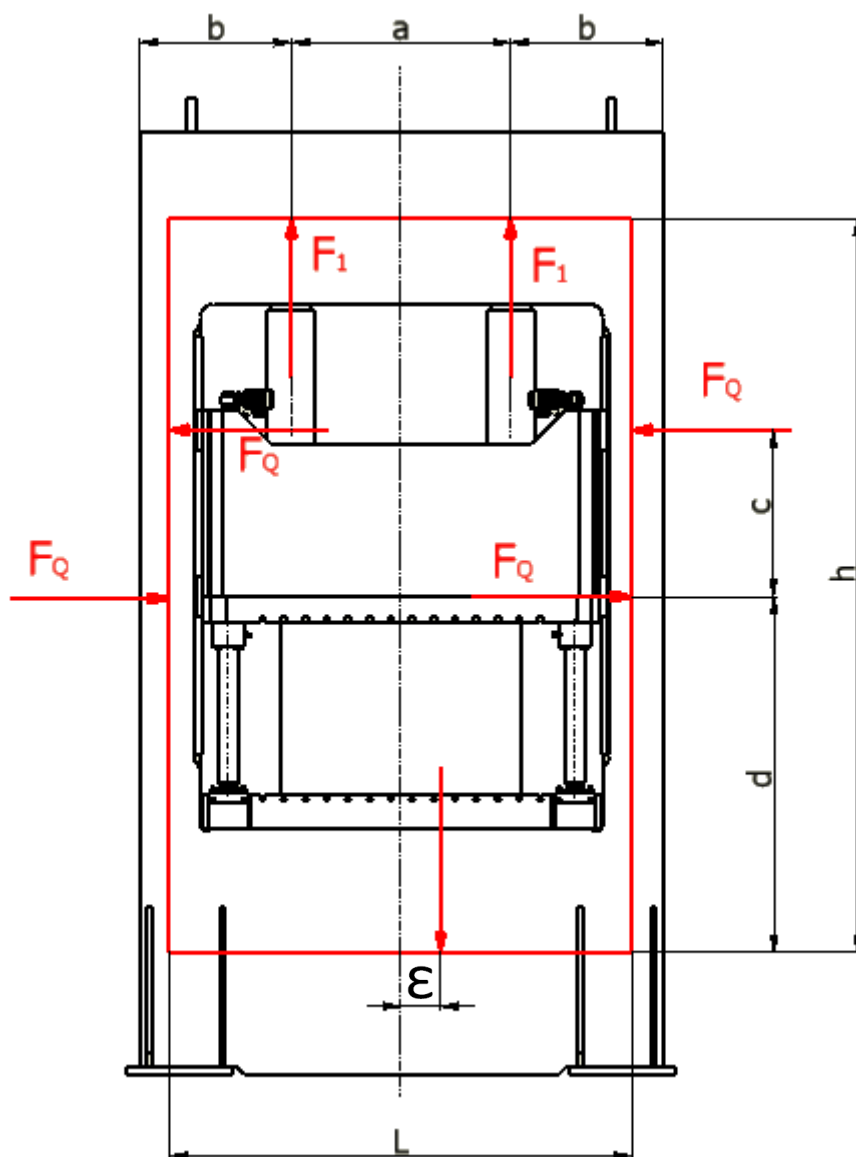
2.2 Kluzné (lišťové) vedení

Nejčastějším vedením beranu na tvářecích strojích je vedení v lištách. Tento způsob vedení je použit i v tomto řešení.

Výpočet síly F_Q

Síla, kterou působí beran při naklopení na vedení na stojinách.

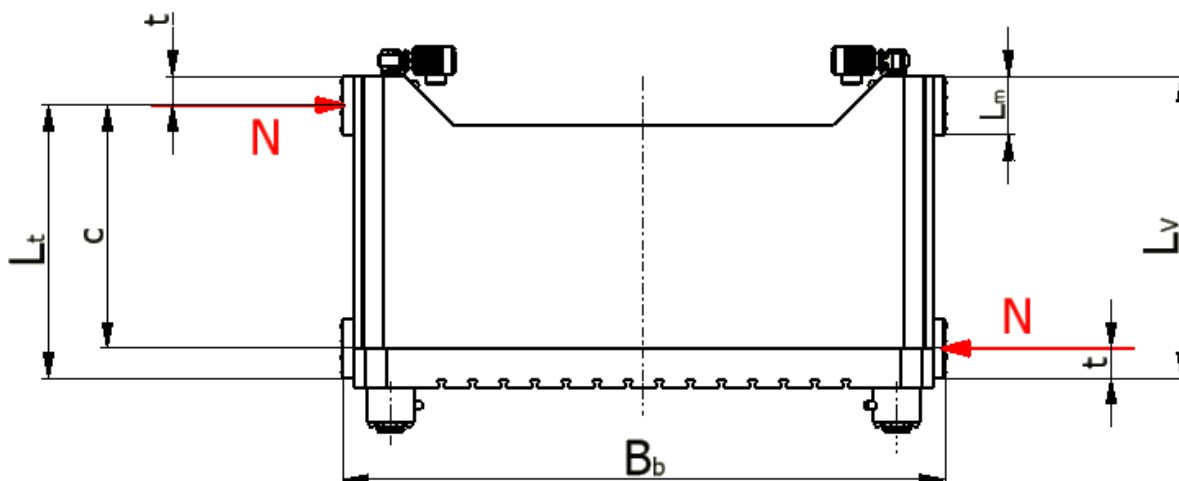
Obrázek 2-3 Výpočtový model rámu lisu pro výpočet velikosti síly F_Q



Zdroj: Vlastní konstrukce, dle [3]

Maximální velikost síly, kterou působí beran při naklopení na vedení ve stojinách, se počítá při posunutí pracovní síly $F=6,3 \text{ MN}$ o vzdálenost ε od osy lisu. ε se rovná 10% délky, delší strany stolní desky. $\varepsilon = \frac{3000}{10} = 300 \text{ mm}$

Obrázek 2-4 Výpočtové schéma pro statický výpočet vedení beranu



Zdroj: Vlastní konstrukce, dle [10] a [20]

$$L_v = 1550 \text{ mm}$$

$$c = 1250 \text{ mm}$$

$$t = \frac{L_v}{20} = 77,5 \text{ mm}$$

$$L_t = L_v - t = 1472,5 \text{ mm}$$

Na základě momentové rovnováhy rámu platí:

$$2 \cdot F_Q \cdot c = F \cdot \varepsilon$$

$$F_Q = \frac{F \cdot \varepsilon}{2 \cdot c} = \frac{6,3 \cdot 10^6 \cdot 300}{2 \cdot 1250} = 756 \text{ kN}$$

Kritérium maximálního dovoleného tlaku ve vedení

Nemá-li být překročen maximální dovolený tlak na kterékoliv části vedení, musí pro různé předpoklady rozložení měrných tlaků být jejich špičkové hodnoty menší, anebo rovný maximálnímu dovolenému tlaku. Pro výslednou reakční sílu ve vedení platí:

$$N = m \cdot q_D \cdot L_V \cdot \dot{s} = konst.$$

Kluzné lišty z litého bronzu s grafitovými hnízdy

- Samomazné kluzné vedení

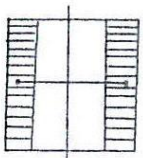
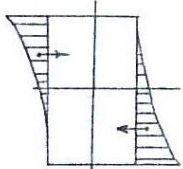
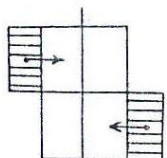
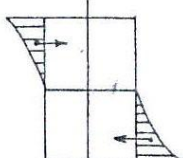
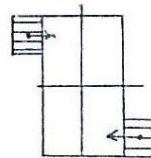
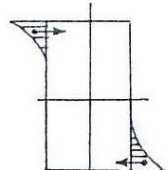
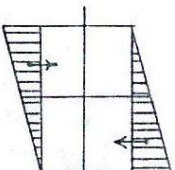
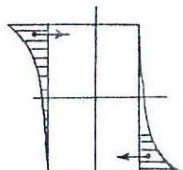
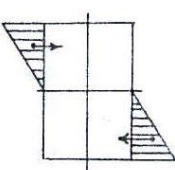
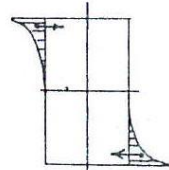
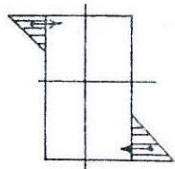
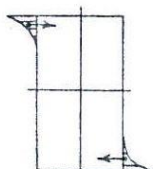
Tabulka 2 Mechanické vlastnosti kluzných lišt z litého bronzu

Standard	50 M1	50M2	50M3	50M4	50M6
Cu%	65	85	80	88	65
Sn%		5		12	
Pb%		5			
Zn%	25	5			25
Ni%			5		
Al%	6		10		6
Fe%			5		
Mn%	4				4
Density	8.0	8.8	7.6	8.8	8.0
Tvrdost HB	>210	>70	>150	>80	>250
Pevnost v tahu N/mm ²	>750	>200	>500	>360	>800
Ťažnost %	>12	15	>10	>8	>4
Koeficient tepelné roztažnosti	1.9*10 ⁻⁵ /°C	1.8*10 ⁻⁵ /°C	1.6*10 ⁻⁵ /°C	1.8*10 ⁻⁵ /°C	1.9*10 ⁻⁵ /°C
Koeficient tření	0.03~0.20	0.03~0.18	0.03~0.20	0.03~0.18	0.03~0.20
Tepelná vodivost	60 W/(m*K)	60 W/(m*K)	60 W/(m*K)	60 W/(m*K)	60 W/(m*K)
Teplotné medze	300°C	400°C	400°C	400°C	300°C
Max. zatížení N/mm ²	100	60	50	70	150
Max. rychlost m/min	15	10	20	10	10
Max. zatížení bez mazání N/mm ² m/min	200	200	200	200	200





Zdroj: [36]

Volím typ 50M6 s maximálním dovoleným zatížením $q_D = 150 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} = 150 \text{ MPa}$

Tabulka 3 Přehled elementárních rozložení měrných tlaků

$n = 0$	1	 $t = \frac{Lv}{2}$ $m = 1$	7	 $t = \frac{Lv}{4}$ $m = \frac{1}{3}$	$n = 2$
	2	 $t = \frac{Lv}{4}$ $m = \frac{1}{2}$	8	 $t = \frac{Lv}{8}$ $m = \frac{1}{6}$	
	3	 $t = \frac{Lv}{8}$ $m = \frac{1}{2}$	9	 $t = \frac{Lv}{16}$ $m = \frac{1}{12}$	
$n = 1$	4	 $t = \frac{Lv}{3}$ $m = \frac{1}{2}$	10	 $t = \frac{Lv}{5}$ $m = \frac{1}{4}$	$n = 3$
	5	 $t = \frac{Lv}{6}$ $m = \frac{1}{4}$	11	 $t = \frac{Lv}{10}$ $m = \frac{1}{8}$	
	6	 $t = \frac{Lv}{12}$ $m = \frac{1}{8}$	12	 $t = \frac{Lv}{20}$ $m = \frac{1}{16}$	

Zdroj: [10]

 	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 32
 	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

V tabulce 2 jsou zobrazeny možnosti elementárních rozložení měrných tlaků (řazení je provedeno podle stupně paraboly n).

Návrhový výpočet kluzných lišt na beranu

Podmínka: vypočtená reakční síla $N \geq F_Q$

$$N = m \cdot q_D \cdot L_V \cdot \dot{s} = \frac{1}{16} \cdot 150 \cdot 1550 \cdot 65 = 944 \text{ kN} \dots \text{podmínka je splněna}$$

2.3 Návrhový výpočet průměru pístu pracovních válců

Průměr pístu d_p pracovního válce vypočítám vztahu $F = p \cdot S$.

$$F_1 = p_L \cdot S_p$$

$$F_1 = p_L \cdot \frac{\pi \cdot d_p^2}{4} \Rightarrow d_p^2 = \sqrt{\frac{4 \cdot F_1}{p_L \cdot \pi}}$$

$$d_p = \sqrt{\frac{4 \cdot 3,15 \cdot 10^6}{31,5 \cdot 10^6 \cdot \pi}} = 0,3568 \text{ m} = 356,8 \text{ mm}$$

Podle tohoto vypočteného průměru pístu d_L se ve vnitropodnikové normě firmy Dieffenbacher VN 14 08 – 08 (Dieffentialzylinder ab SD 63 - 380). Najde rozměr pístnice a pístu $\Rightarrow \varnothing$ pístnice 320 mm, \varnothing pístu 360 mm. A dále minimální prostor pro pracovní válec při maximálním zdvihu beranu, mezi beranem a horním příčником. Pro průměr pístu 360 mm, je výška pracovního válce 450 mm.

3 Systém zajišťující paralelitu chodu beranu vůči stolní desce

3.1 Patentová řešerše

www.upv.cz ... Úřad průmyslového vlastnictví

Číslo přihlášky: 95113202.6

Číslo dokumentu: EP 0 741 000 A2

Stav: Negativně ukončená po zveřejnění

MPT: B30B 15/00

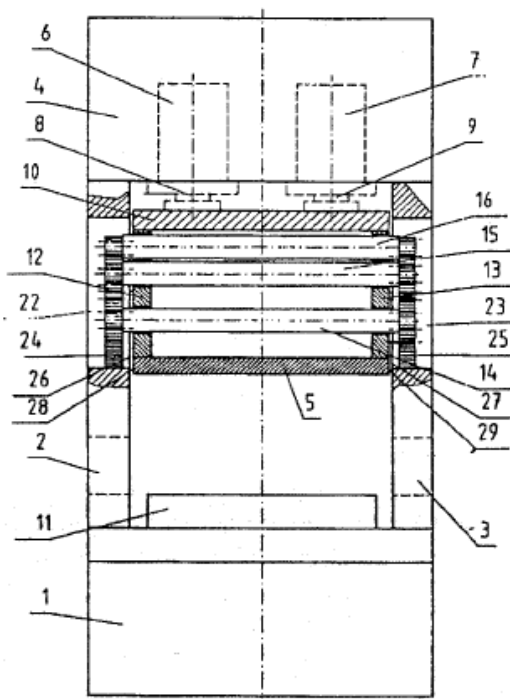
Název: Zařízení k paralelnímu vedení beranu hydraulického lisu

Přihlašovatel/Majitel: Hans Schoen

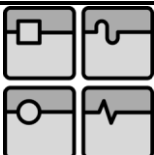
Popis: Vynález se týká zařízení k paralelnímu vedení beranu hydraulického lisu, u něhož je pro pohyb beranu nahoru a dolů upraven pohon prostřednictvím hydraulických válců a beran má v půdorysu v podstatě tvar obdélníku.

Princip: Toto zařízení je v podstatě založeno na mechanice převodu, sestávajícího z ozubených kol a ozubených tyčí, který nutí beran lisu do pohybu paralelně se stolem lisu, a který pracuje bez zpoždění.

Obrázek 3-1 Mechanické zajištění paralelity



Zdroj: [27]



www.depatisnet.de ... Německý patentový úřad

Číslo přihlášky: 03202502

Číslo dokumentu: 05023898 A

Datum vydání: 02. 02. 1993

MPT: B30B 25/24

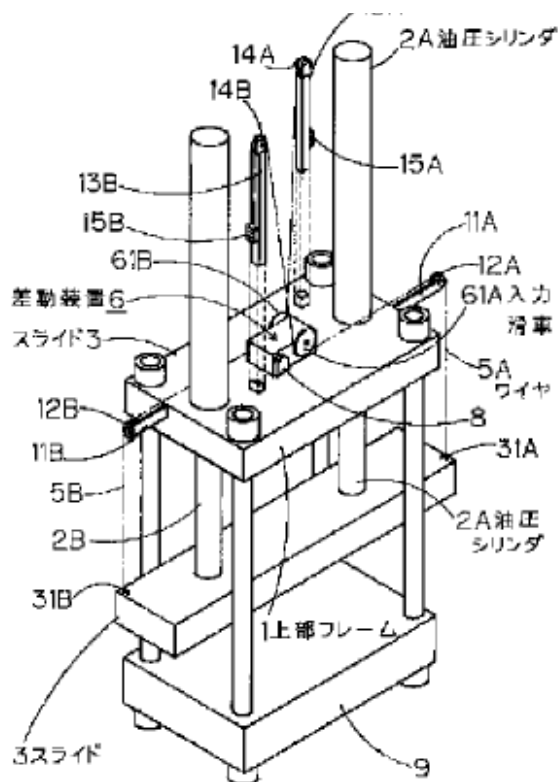
Název: Zařízení udržující paralelní chod beranu hydraulického lisu

Přihlašovatel/Majitel: KURIMOTO LTD.

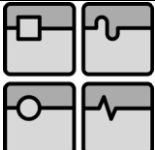
Popis: Vynález řeší paralelní chodu beranu, který je ovládán několika paralelně pracujícími válci, zejména u hydraulických lisů.

Princip: Konce vedení jsou fixovány na obou koncích. Konce vedení jsou uzpůsobeny tak, že vstupní kladky diferenciálního zařízení, které je spojeno s horním rámem, a další konce jsou volně pohyblivé kolmo (svisle) ve stavu napětí. Pokud existuje mezi dvěma vstupními kladkami rozdíl v úhlové rychlosti, pak diferenciál (vyrovnávací soukolí) je otáčený. Tato rotace je zesílena záběrem ozubených převodů, převedený elektricky, přenesený k mechanismu servopohonu a nastaví svislý pohyb poklesů v rovnováze vpravo a vlevo. Tudíž, od té doby, co nerovnováha poklesů vpravo a vlevo je mechanicky zesílena, dokonce minutový vstup je přesně a stabilně přenesený do kontrolní části.

Obrázek 3-2 Zajištění paralelity servopohony



Zdroj: [28]

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 35
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

3.2 Způsoby zajištění paralelity chodu beranu vůči stolní desce⁶

1) *Délka vedení na beranu*

- Délka vedení na beranu je tak velká, že nemůže dojít k excentricitě chodu beranu. Nejlevnější způsob, ale velká výška beranu, a tím i celého lisu.

2) *Mechanické zajištění*

- Toto zařízení je založeno na mechanice převodu, sestávajícího z ozubených kol a ozubených tyčí.
- Dříve používaný způsob, dnes se již nepoužívá. Dá se použít jen při menších pracovních silách.

3) *Přestavování polohy beranu*

a) *Manuálně* - ruční montáží pevných válců do rohů beranu, proti stolní desce s pomocí hydraulické části systému.

b) *Hydraulicko – elektrický systém*

- Elektrická část systému zajišťuje vysouvání a zasouvání trapézových šroubů (dále jen „šroub“) umístěných na beranu, přičemž v každém rohu beranu je jeden šroub. Na začátku se šrouby vysunou při upnutí nástroji, až k hydraulickým válcům, vyrovnávajícím případnou excentricitu chodu beranu. Šrouby jsou po celou dobu práce vysunuté.
- Hydraulická část systému sestává z hydraulických válců vyrovnávajících excentricitu chodu beranu a z tzv. „množstevního rozdělovače“. Hydraulické válce jsou umístěny v úrovni stolní desky lisu. Množstevní rozdělovač je v podstatě čtyřkomorový hydraulický válec, přičemž každá jedna komora je propojena hydraulickým obvodem s jedním hydraulickým válcem vyrovnávajícím excentricitu chodu beranu. Na základě rozdílů tlaků způsobených při dosednutí vysunutých šroubů na hydraulické válce, při vyoseném chodu beranu. Množstevní rozdělovač tento rozdíl tlaků rozděluje mezi hydraulické válce. A tím dochází k zajištění paralelního chodu beranu vůči stolní desce.

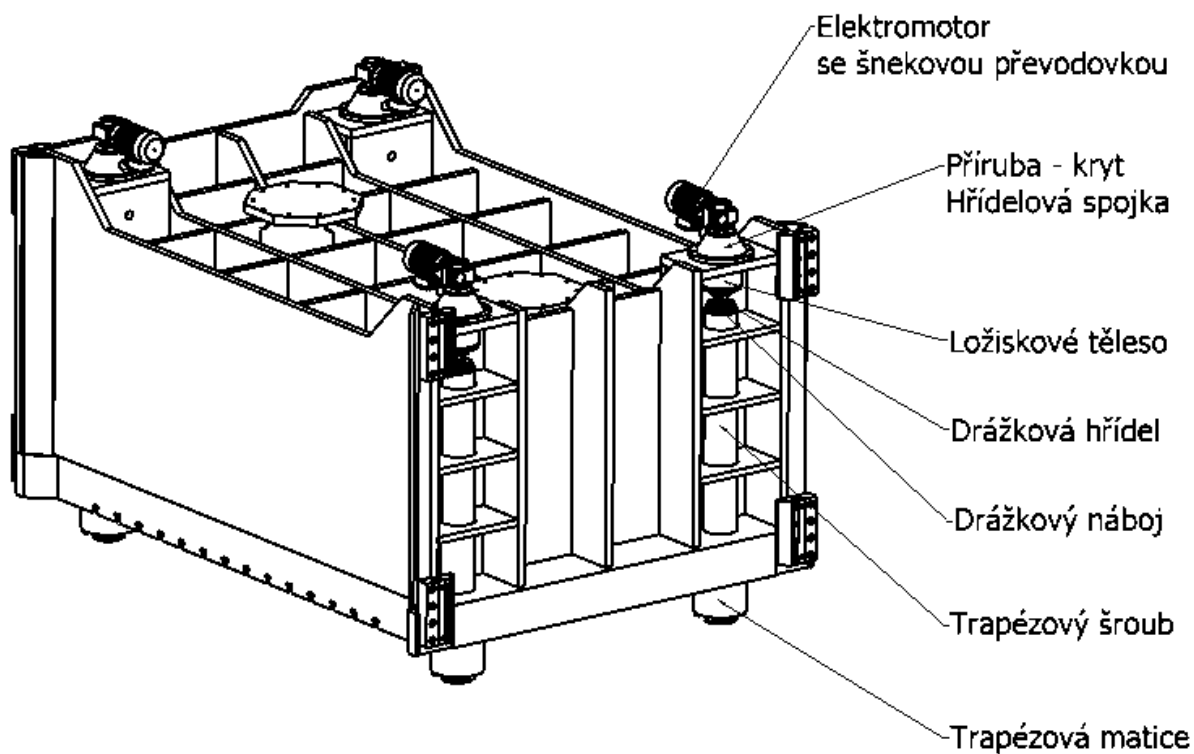
4) *Elektrické servopohony*

- Elektrické servopohony snímají velice přesně vysunutí pracovních válců. Pokud se jeden pracovní válec, vůči druhému vysouvá rychleji, resp. pomaleji. Servopohony rychlost vysouvání pracovních válců vyrovnávají. Tento způsob je nejdrazší a nejpřesnější.

⁶ Pramen: Ing. Lubomír Kužela – Dieffenbacher CZ, hydraulické lisy s.r.o.





2) Přestavování polohy beranu se čtyřmi elektromotory

Obrázek 3-4 Přestavování polohy beranu se čtyřmi elektromotory



Zdroj: Vlastní konstrukce, dle [Dieffenbacher CZ, hydraulické lisy s.r.o.]

1. Zatím nepoužívaný způsob polohování beranu.
2. Volím tuto variantu polohování, protože je to způsob polohování zatím nepoužívaný a jeví se mi jako vhodnější. Elektromotor je přímo spojen s trapézovým šroubem, čímž by se měli výrazně eliminovat možné vůle v převodovce.

 	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 38
 	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

3.3.2 Návrhový výpočet a konstrukce elektrické části systému – přestavování beranu

Popis konstrukce přestavování beranu

Celá soustava sestává z těchto hlavních komponentů:

- 1) Trapézový šroub
- 2) Trapézová matice
- 3) Rovnoboká drážková hřídel
- 4) Drážkový náboj
- 5) Axiální soudečkové ložisko
- 6) Axiální soudečkové ložisko
- 7) Příruba pro motor
- 8) Hřídelová spojka
- 9) Asynchronní elektromotor se šnekovou převodovkou
- 10) Úhlový snímač (rotační snímač)

1) **Trapézový šroub TR 150x16**

Jeho vysouváním, resp. zasouváním se vymezuje velikost přestavení beranu lisu vůči stolní desce.

2) **Trapézová matice TR 150x16**

Nehybně připevněna ke spodní části beranu.

3) **Rovnoboká drážková hřídel 8x46x54**

Uložena v axiálních soudečkových ložiscích. Přenáší krouticí moment od motoru na trapézový šroub.

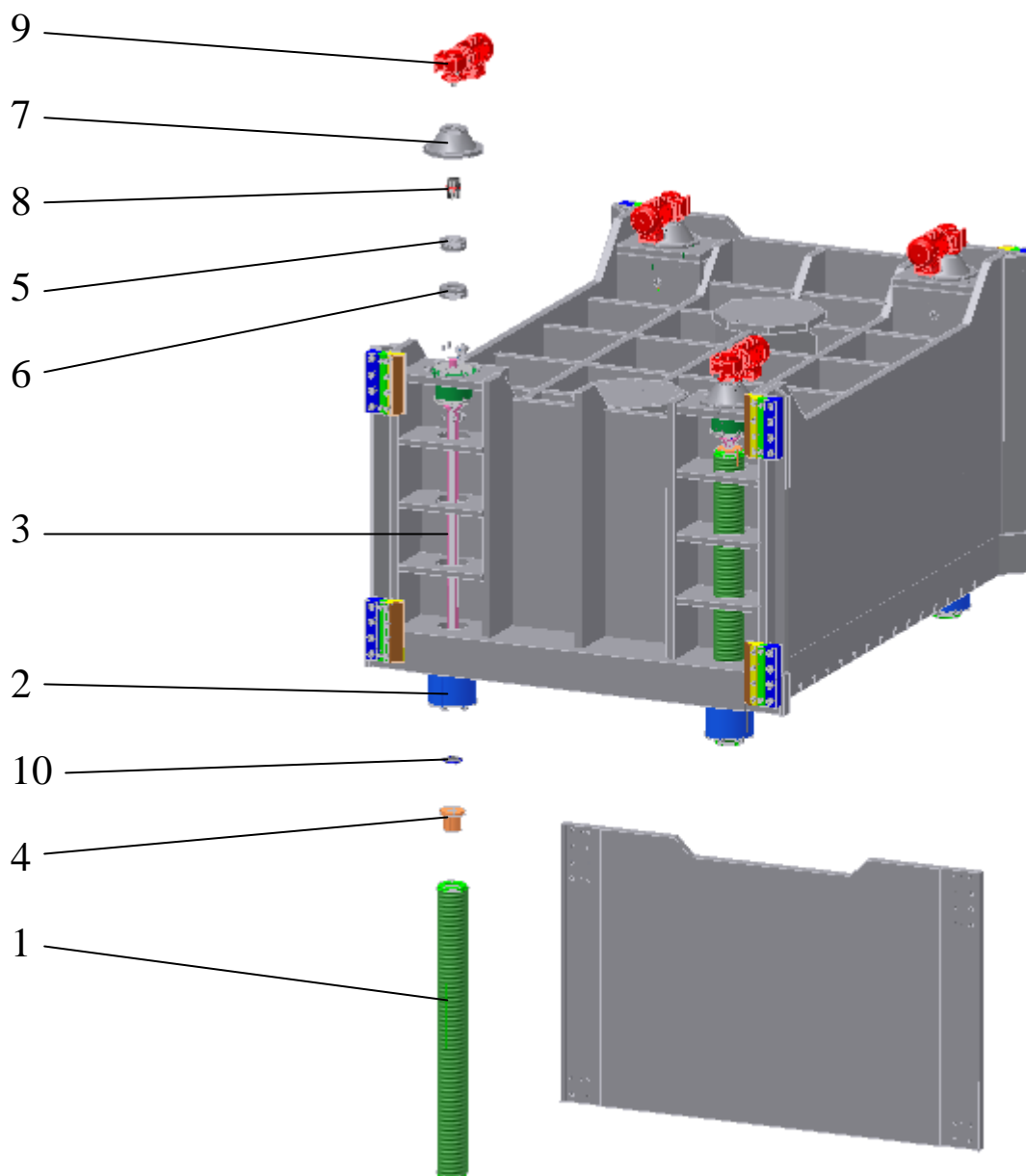
4) **Drážkový náboj 8x46x54 - 90**

Připevněn k trapézovému šroubu. Přenáší krouticí moment z drážkové hřídele na trapézový šroub. Drážkový náboj se po drážkové hřídeli posouvá a tím je zajištěno vysouvání, resp. zasouvání trapézového šroubu. Při otáčení drážkové hřídele se drážkový náboj po drážkové hřídeli posouvá

5) **Axiální soudečkové ložisko 29413M**

Zachytává axiální síly vznikající při posouvání drážkového náboje po drážkové hřídeli, při zasouvání trapézového šroubu do beranu. Přičemž minimální zatížení ložiska je zajištěno silou vyvolanou stažením KM maticí. Toto ložisko je schopno přenést i případné radiální síly. Zvolil jsem ložisko firmy ZKL.

Obrázek 3-5 Celkový pohled na mechanismus přestavování beranu



Zdroj: Vlastní konstrukce, dle [Dieffenbacher CZ, hydraulické lisy s.r.o.]

6) Axiální soudečkové ložisko 29414M

Toto ložisko zachytává axiální síly vznikající od hmotnosti drážkové hřídele. A síly vznikající při přesouvání drážkového náboje po drážkové hřídeli při vysouvání trapézového šroubu. Ložisko je schopno přenést i případné radiální síly. Zvolil jsem ložisko firmy ZKL.


















7) Příruba pro motor

Slouží zároveň i jako bezpečnostní kryt hřídelové spojky.

8) Hřídelová spojka ROTEX 28

Přenáší krouticí moment ze šnekové převodovky elektromotoru na drážkovou hřídel. Zvolil jsem hřídelovou spojku firmy KTR.

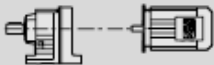

Tabulka 4 Základní parametry hřídelových spojek

 Selection Size		Finished Bore [mm]		Torque [Nm]			Maximum Speed [1/min]	
		d min	d max	Nominal TKN	Max TKmax	Alternating TKW	at V=	
							30 m/s	40 m/s
	ROTEX 19		25	10	20	2,6	14000	19000
	ROTEX 24		35	35	70	9,1	10600	14000
	ROTEX 28		40	95	190	25	8500	11800
	ROTEX 38		48	190	380	49	7100	9500
	ROTEX 42		55	265	530	69	6000	8000
	ROTEX 48		62	310	620	81	5600	7100
	ROTEX 55		74	410	820	107	4750	6300
	ROTEX 65		80	625	1250	163	4250	5600
	ROTEX 75		95	1280	2560	333	3550	4750
	ROTEX 90		110	2400	4800	624	2800	3750
	ROTEX 100	50	115	3300	6600	858	2500	3350
	ROTEX 110	60	125	4800	9600	1248	2240	3000
	ROTEX 125	60	145	6650	13300	1729	2000	2650
	ROTEX 140	60	160	8550	17100	2223	1800	2360
	ROTEX 160	80	185	12800	25600	3328	1500	2000
	ROTEX 180	85	200	18650	37300	4849	1400	1800

Zdroj:[25]

9) Asynchronní elektromotor se šnekovou převodovkou SF37DT80K4 od firmy SEW – Eurodrive.

Tabulka 5 Základní parametry šnekových převodovek

P_m [kW]	n_a [1/min]	M_a [Nm]	i	$F_{Ra}^{1)}$ [N]	SEW f_B			m [kg]	
0.55	44	94	30.68	2680	0.80	<div>S 37 SF 37 SA 37 SAF 37</div>	<div>DT 80K4 DT 80K4 DT 80K4 DT 80K4</div>	<div>14 16 14 15</div>	<div>457 458 459 458</div>
	47	89	28.76	2670	0.85				
	54	79	25.38*	2630	0.95				
	60	70	22.50*	2600	1.05				
	71	60	19.13*	2540	1.20				
	88	53	15.53	2230	0.95				
	102	46	13.39	2200	1.10				
	109	43	12.48*	2180	1.15				
	125	37	10.91	2130	1.30				
	133	35	10.23	2110	1.35				
	151	31	9.02*	2070	1.50				
	170	28	8.00*	2020	1.60				
	200	24	6.80*	1950	1.80				
	94	46	28.76	2420	1.40				
	106	41	25.38*	2360	1.50				
	120	37	22.50*	2310	1.55				
	136	34	19.89	2100	1.30				
	148	32	18.24*	2070	1.40				
	174	27	15.53	2010	1.55				
	202	24	13.39	1950	1.75				
	216	22	12.48*	1920	1.85				
	248	19	10.91	1870	2.0				
	264	18	10.23	1840	2.1				
	299	16	9.02*	1780	2.3				
	338	14	8.00*	1730	2.5				
	397	12	6.80*	1660	2.4				
						<div>S 37 SF 37 SA 37 SAF 37</div>	<div>DT 71D2 DT 71D2 DT 71D2 DT 71D2</div>	<div>12 14 12 13</div>	<div>457 458 459 458</div>

Zdroj: [35]

Tabulka 6 Základní parametry asynchronních elektromotorů

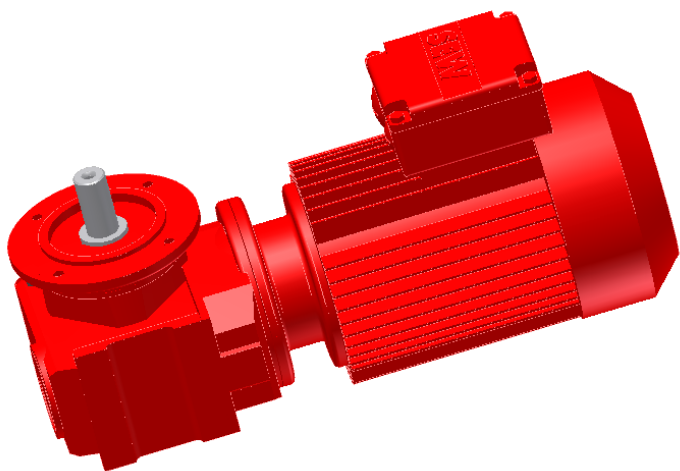
750 1/min - S1

Motor type	P _N [kW]	M _N [Nm]	n _N [1/min]	I _N 400 V [A]	cosφ	I _A /I _N	M _A /M _N M _H /M _N	J _{Mot} 2 3 [10 ⁻⁴ kgm ²]		Z ₀ BG ⁴ BGE ⁵ [1/h]	M _{Bmax} [Nm]	m ¹ 2 3 [kg]	
DT71D8	0.15	2.2	650	0.69	0.72	2.2	1.4 1.4	8.3	9.2	10000 21000	5	7.0	9.9
DT80N8	0.25	3.5	680	1.24	0.55	2.6	1.9 1.9	14.1	15	6000 17000	10	11.5	14.3
DT90S8	0.37	5.2	680	1.55	0.62	2.5	1.4 1.4	25	31	4600 11000	20	16	26
DT90L8	0.55	7.7	680	2.3	0.60	2.5	1.5 1.5	34	40	3900 9500	20	18	28
DV100M8	0.75	10.3	690	2.9	0.59	2.6	2.1 2.0	53	59	3300 8700	40	27	37
DV100L8	1.1	15.6	670	4.1	0.60	2.8	1.9 1.7	65	71	2800 8100	40	30	40
DV112M8	1.5	20.4	700	5.1	0.62	3.4	1.7 1.6	98	110	- 5500	55	36	45
DV132S8	2.2	30	700	7.1	0.62	3.4	1.9 1.9	146	158	- 4100	75	45	54
DV132M8	3	39.7	720	9.0	0.65	4.0	1.8 2.0	430	480	- 3200	100	66	90
DV132ML8	4	53	720	12.4	0.67	4.2	1.8 1.6	524	574	- 2700	150	75	100
DV160M8	5.5	74	710	15.8	0.65	4.5	1.8 1.5	650	700	- 2300	150	84	109
DV160L8	7.5	99.4	720	19	0.73	5.2	1.8 1.7	1340	1475	- 1600	200	130	172
DV180L8	11	145	720	25.5	0.72	5.2	2.0 1.8	2010	2145 2240 ⁶	- 1300	300 300 ⁶	164	205 209 ⁶
DV200L8	15	198	720	33.5	0.74	3.8	2.0 1.8	3490	3625 3720 ⁶	- 900	300 600 ⁶	244	295 299 ⁶

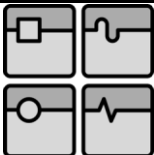
- 1 applies to flange motor
2 without brake
3 with brake
4 Operation with BG brake control system
5 Operation with BGE brake control system
6 Double disc brake

Zdroj:[35]

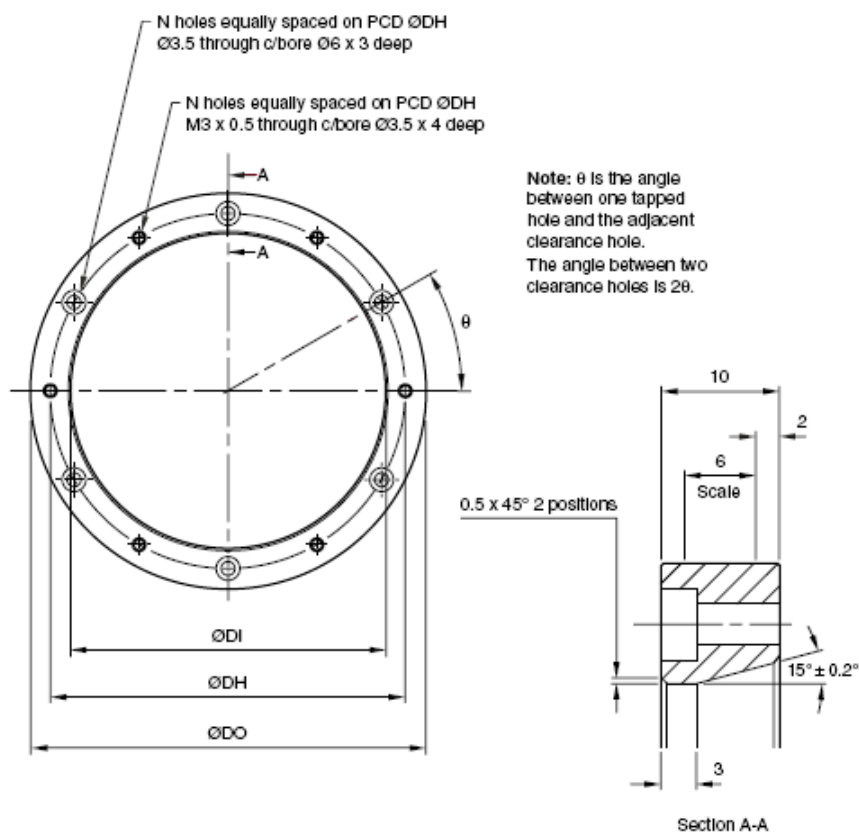
Obrázek 3-6 Asynchronní elektromotor se šnekovou převodovkou



Zdroj: [35]

**10) Úhlový snímač (rotační snímač), typ – SIGNUM RESM, section A**

Od firmy RENISHAW. Zajišťuje snímání úhlu otočení drážkové hřídele s přesností $\pm 0,5$ úhlové vteřiny. Podle počtu otáček a přesného úhlu natočení se zjistí přesné vysunutí, resp. zasunutí každého trapézového šroubu.

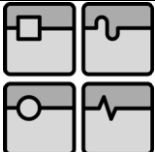
Obrázek 3-7 Geometrie úhlového snímače SIGNUM RESM

Zdroj: [29]

Tabulka 7 Základní rozměry úhlových snímačů

Nominal external diameter (mm)	DO (mm)	DI (mm)	DH (mm)	N	θ
52	52.20 52.10	30.04 30.00	40	6	30°
57	57.35 57.25	37.04 37.00	47	6	30°
75	75.40 75.30	55.04 55.00	65	6	30°
100	100.30 100.20	80.04 80.00	90	6	30°
103	103.20 103.00	80.04 80.00	90	6	30°
104	104.40 104.20	80.04 80.00	90	6	30°
115	114.70 114.50	95.04 95.00	105	6	30°

Zdroj: [29]

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 43
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Návrhové výpočty jednotlivých komponent polohovacího mechanismu

1. Trapézový šroub a trapézová matice
2. Drážková hřídel a drážkový náboj
3. Pojistovací kolíky
4. Asynchronní elektromotor se šnekovou převodovkou
5. Axiální soudečková ložiska

Vstupní hodnoty pro výpočet:

Hmotnost beranu: $m_B = 22,5 \cdot 10^3 \text{ kg}$

hmotnost šroubu s drážkovým nábojem: $m_{\S} = 144,5 \text{ kg}$

Pracovní zdvih šroubu $L_{\S}=1000 \text{ mm}$

Rychlost vysouvání, resp. zasouvání trapézového šroubu: $v_{\S} = 20 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1} = 1,2 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$

Požadovaný maximální čas rozběhu: $t_r = 26 \text{ s}$

Ad. 1. Výpočet trapézového šroubu a matice

Volba typu závitu:

- rovnoramenný lichoběžníkový závit
- volím šroub TR 150x16 $\Rightarrow d_2 = 140 \text{ mm}, d_3 = 128 \text{ mm}$

Maximální axiální síla F_{\max} , která může působit na jeden šroub:

$$F_{\max} = m_B \cdot g = 22,5 \cdot 10^3 \cdot 9,82 = 220,95 \text{ kN}$$

Výpočet šroubů na vzpěr

Štíhlostní poměr λ je dán vztahem: $\lambda = l_{red} \cdot \sqrt{\frac{S_{\S}}{J_{\S}}}$

$$S_{\S} = \frac{\pi}{4} \cdot (d_3^2 - d_{ah}^2) = \frac{\pi}{4} \cdot (128^2 - 60^2) = 10040,5 \text{ mm}^2$$

$$J_{\S} = \frac{\pi}{64} \cdot (d_3^4 - d_{ah}^4) = 12,54 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$$

$$\lambda = 1045 \cdot \sqrt{\frac{10\,040,5}{12,54 \cdot 10^6}} = 29,6$$

Zvolené σ_{kr} pro ocel 11 601 je při $\lambda < 60 \Rightarrow \sigma_{kr} = 312 \text{ MPa}$, podle literatury [4]

Materiál šroubů: volím 11 601, s mechanickými vlastnostmi:

$$R_m = 500 \text{ MPa}, R_e = 280 \text{ MPa}$$

Přípustná osová síla:

$$F_o = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J}{l^2 \cdot P} = \frac{\pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 12,54 \cdot 10^6}{1045^2 \cdot 16} = 1,5 \cdot 10^6 \text{ N}$$

Bezpečnost vzhledem k meznímu stavu vzpěrné stability: $k_V = \frac{F_o}{F} = \frac{1,5 \cdot 10^6}{220,95 \cdot 10^3} = 7$

Bezpečnost vzhledem k meznímu stavu pružnosti: $k_{K1} = \frac{R_e}{\sigma_{max}} = \frac{280}{22} = 13$

$$\sigma_{max} = \frac{F_{max}}{S_{\xi}} = \frac{220,95 \cdot 10^3}{10040,5} = 22 \text{ MPa}$$

Trapézový šroub na vzpěr vyhovuje s velkou bezpečností.

Výpočet otáček šroubů:

$$n_{\xi} = \frac{60 \cdot v_{\xi}}{P} = \frac{60 \cdot 20}{16} = 75 \text{ min}^{-1}$$

$$n_{\xi} = \frac{v_{\xi}}{P} = \frac{20}{16} = 1,25 \text{ s}^{-1}$$

Přibližný celkový čas, za který se vysune, popř. zasune pohybový šroub:

$$L_{\xi} = v_{\xi} \cdot t_{\xi} \Rightarrow t_{\xi} = \frac{L_{\xi}}{v_{\xi}} = \frac{L_{\xi}}{n_{\xi} \cdot P} = \frac{1000}{1,25 \cdot 16} = 50 \text{ s}$$

Kontrola samosvornosti:

- Úhel stoupání závitu γ určíme ze vztahu:

$$\gamma = \arctg \frac{P}{\pi \cdot d_2} = \arctg \frac{16}{\pi \cdot 140} = 2^\circ$$

- Výpočet třecího úhlu φ vychází ze základního součinitele smykového tření f_z v závitech zvětšeného účinkem sklonu boků lichoběžníkového závitu daným úhlem profilu $\beta = 30^\circ$ podle vztahu:

$$\varphi = \arctg \frac{f_z}{\cos \beta / 2} = \arctg \frac{0,1}{\cos 15^\circ} = 5,9^\circ$$

- Podmínka samosvornosti: $\gamma \leq \varphi$... **vyhovuje**

Výpočet účinnosti převodu trapézového šroubu a matice:

$$\eta_{\xi} = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi)} = \frac{\operatorname{tg} 2}{\operatorname{tg}(2 + 5,9)} = 0,252 \cong 25 \%$$

Návrh rozměrů šroubu – z pevnostní podmínky v tahu:

- jedná se o spoj bez předpětí „utahovaný“ v nezátíženém stavu

$$\sigma_{D\xi} = 0,6 \cdot R_e = 0,6 \cdot 280 = 168 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\xi} = \frac{F_{max}}{A_s} < \sigma_{D\xi} \Rightarrow A_s = \frac{F_{max}}{\sigma_{D\xi}} = \frac{220,95 \cdot 10^3}{168} = 1315 \text{ mm}^2$$

Výpočet minimálního průměru d_3 :

Pro zjednodušení: $A_s = \frac{\pi}{4} \cdot (d_3^2 - d_{dh}^2)$

$$A_s = \frac{\pi}{4} \cdot (d_3^2 - d_{dh}^2) \Rightarrow d_3 = d_{dh} + \sqrt{\frac{4 \cdot A_s}{\pi}} = 60 + \sqrt{\frac{4 \cdot 1315}{\pi}} = 101 \text{ mm}$$

Výpočet výšky matice

Výšku matice h_m určujeme z pevnostní podmínky pro tlak v závitech. Za zjednodušujícího předpokladu, že osová síla F_ξ je rozdělena rovnoměrně na všechny závity matice, plyne z kontroly tlaku v závitech matice potřebný počet závitů z :

$$p_z = \frac{F_{max}}{z \cdot \pi \cdot d_2 \cdot H_z} \leq p_D$$

$$z \geq \frac{F_\xi}{\pi \cdot d_2 \cdot H_z \cdot p_D} = \frac{220,95 \cdot 10^3}{\pi \cdot 140 \cdot 12 \cdot 10} = 5 \text{ závitů}$$

Nosnou hloubku závitu H_z určíme pomocí vztahu: $H_z = \frac{d_\xi - D_1}{2} = \frac{150 - 126}{2} = 12 \text{ mm}$

$$h_m = z \cdot P = 5 \cdot 16 = 80 \text{ mm}$$

Kontrolní výpočty:

- Kontrola na tah:

$$A_s = \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{d_2 + d_3 - d_{dh}}{2} \right)^2 = \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{140 + 128 - 60}{2} \right)^2 = 8495 \text{ mm}^2$$

$$\sigma_\xi = \frac{F_{max}}{A_s} = \frac{220,95 \cdot 10^3}{8495} = 26 \text{ MPa} \leq \sigma_{D\xi} = 168 \text{ MPa}$$

... vyhovuje

- Kontrola tlaku v závitech: $h_m = z \cdot P \Rightarrow z = \frac{h_m}{P} = \frac{80}{16} = 5 \text{ závity}$

$$p_z = \frac{F_{max}}{z \cdot \pi \cdot d_2 \cdot H_z} = \frac{220,95 \cdot 10^3}{5 \cdot \pi \cdot 140 \cdot 12} = 8 \text{ MPa} \leq 10 \text{ MPa}$$

... vyhovuje

- Pevnostní podmínka dle Guestovy pevnostní hypotézy pro namáhání tlakem a krutem:

$$\sigma_{\xi red} = \sqrt{\sigma_d^2 + 4 \cdot \tau_k^2} < \sigma_{DG}$$

Kde napětí namáhání v tlaku σ_d a krutu τ_k určíme pomocí vztahů:

$$\sigma_d = \frac{F_{max}}{\frac{\pi}{4} \cdot (d_3^2 - d_{dh}^2)} = \frac{220,95 \cdot 10^3}{\frac{\pi}{4} \cdot (128^2 - 60^2)} = 22 \text{ MPa}$$

$$\tau_k = \frac{M_R}{W_k} = \frac{M_R}{0,2 \cdot \frac{d_3^4 - d_{dh}^4}{d_3}} = \frac{16800}{0,2 \cdot \frac{128^4 - 60^4}{128}} = 1 \text{ MPa}$$

Potom redukované napětí: $\sigma_{\text{šred}} = \sqrt{23^2 + 4 \cdot 1^2} = 23 \text{ MPa} < \sigma_{DG} = 75 \text{ MPa}$

Dovolené napětí: $\sigma_{DG} = (0,15 \div 0,25) \cdot R_m$

Když $R_m = 500 \text{ MPa}$, potom $\sigma_{DG} = 0,15 \cdot 500 = 75 \text{ MPa}$

... vyhovuje

– Bezpečnost proti trvalým deformacím:

$$k_{k2} = \frac{R_e}{\sigma_{\text{šred}}} = \frac{280}{23} = 12 > 1,5$$

Ad. 2. Návrhový výpočet rovnobokého drážkového hřídele a délky náboje

Předběžný minimální průměr hřídele d_h určím zjednodušeně z pevnostní podmínky namáhání v krutu:

$$\begin{aligned} \tau_K &\leq \tau_{DK} \\ \frac{M_R}{W_k} &= \frac{M_R}{\frac{\pi \cdot d_h^3}{16}} \leq \tau_{DK} \\ d_h &\geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_R}{\pi \cdot \tau_{DK}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 16800}{\pi \cdot 108}} = 10 \text{ mm} \end{aligned}$$

kde dovolené napětí v krutu hřídele τ_D určím výpočtem podle vztahu:

$$\tau_{DK} = \frac{0,577 \cdot R_e}{k_e} = \frac{0,577 \cdot 280}{1,5} = 108 \text{ MPa}$$

Volím střední řadu 8x46x54 ... dle ČSN 01 4942

1) Vypočteme střední průměr profilu drážkového hřídele:

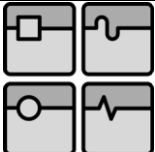
$$D_s = \frac{D_h + d_v}{2} = \frac{54 + 46}{2} = 50 \text{ mm}$$

2) Vypočteme obvodovou sílu na středním průměru drážkování přenášenou tlakem boků ozubů hřídele na boky drážek náboje:

$$F_h = \frac{2 \cdot M_R}{D_s} = \frac{2 \cdot 16800}{50} = 672 \text{ N}$$

3) Vypočteme skutečnou účinnou plochu boků všech drážek na jeden milimetr:

$$f' = 0,75 \cdot z \cdot \left(\frac{D - d}{2} - 2 \cdot f \right) \cdot 1 = 0,75 \cdot 8 \cdot \left(\frac{54 - 46}{2} - 2 \cdot 0,5 \right) \cdot 1 = 18 \text{ mm}^2/\text{mm}$$

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 47
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Přičemž se předpokládá, že v důsledku nerovnoměrného rozdělení obvodové síly způsobené deformacemi hřídele a náboje a výrobními nepřesnostmi polohy ozubů a drážek přenáší krouticí moment jen $\frac{3}{4}$ všech ozubů (drážek).

- 4) Vypočítáme minimální délku drážkového náboje l z pevnostní kontroly namáhání na otlačení boků ozubů a drážek:

$$p_1 = \frac{F_h}{f' \cdot l_n} \leq p_{Dn}$$

$$l_n \geq \frac{F_h}{f' \cdot p_D} = \frac{672}{18 \cdot 5} = 10 \text{ mm}$$

$$l_n = 90 \text{ mm}$$

V žádném případě nemá být $l > 2d_v$

Ad. 3. Výpočet kolíků na stříh

Výpočet průměru kolíků přenášejících krouticí moment z drážkového náboje na trapézový šroub.

1. Síla působící na jeden kolík:

$$F_k = \frac{2 \cdot M_R}{n_k \cdot D_k} = \frac{2 \cdot 16800}{2 \cdot 97} = 173,2 \text{ N}$$

2. Zvolená dovolená napětí:⁷ $\tau_{Ds} = 85 \text{ MPa}$, $p_{Dk} = 60 \text{ MPa}$

3. Výpočet průměru d_k na smyk:

$$\tau_s = \frac{4 \cdot F_k}{\pi \cdot d_k^2} \Rightarrow d_k = \sqrt{\frac{4 \cdot F_k}{\pi \cdot \tau_{Ds}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 173,2}{\pi \cdot 85}} = 2 \text{ mm}$$

4. Volím průměr kolíku 4 mm kvůli větší bezpečnosti:

KOLÍK 4 x 40 A ISO 8734 (ČSN 02 2152)

5. Kontrola tlaku:

$$p_k = \frac{F_k}{d_k \cdot s} = \frac{173,2}{4 \cdot 15} = 3 \text{ MPa} < 60 \text{ MPa}$$

⁷ Pramen: [12]

Ad. 4. Výpočet motoru⁸

a) Statické a kinematické poměry

1) Celková účinnost

$$\eta_c = \eta_s \cdot \eta_v \cdot \eta_L^j \cdot \eta_p$$

η_s – účinnost trapézového šroubu a matice, $\eta_s = 0,25$

η_v – účinnost kluzného vedení, náboje po drážkové hřídeli, $\eta_v = 0,85$

η_L – účinnost jednoho axiálního soudečkového ložiska, $\eta_L = 0,95$

j – počet valivých ložisek pro jednostranné uložení, $j = 2$

η_p – účinnost převodu, $\eta_p = 1$

$$\eta_c = 0,25 \cdot 0,85 \cdot 0,95^2 \cdot 1 = 0,19$$

2) Otáčky trapézového šroubu

$$n_s = 75 \text{ min}^{-1}$$

3) Moment potřebný pro otáčení šroubu

– představuje odpor kladený šroubovicí závitu matice.

$$M_R = F_{Aš} \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) \cdot \frac{d_2}{2} = 1728 \cdot \operatorname{tg}(2 + 5,9) \cdot \frac{140}{2} = 16,8 \text{ Nm}$$

$$F_{Aš} = m_s \cdot g = 176 \cdot 9,82 = 1728 \text{ N}$$

4) Moment motoru

$$M_m = \frac{M_R}{i \cdot \eta_c} = \frac{16,8}{17 \cdot 0,19} = 5,2 \text{ Nm}$$

5) Výkon motoru

$$P_m = M_m \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_s \cdot \eta_c = 5,2 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 75 \cdot 0,19 = 0,466 \text{ kW}$$

b) Dynamické poměry

Celkový moment setrvačnosti redukováný na hřídel motoru:

$$J_{rhm} = J_{mot} + J_{br} + J_{dh} + J_{dn} + J_{tš}$$

$J_{mot} + J_{br} = 15 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$... moment setrvačnosti motoru s brzdou

$J_{dh} = 9,58 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$... moment setrvačnosti drážkového hřídele

$J_{dn} = 5,56 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$... moment setrvačnosti drážkového náboje

$J_{tš} = 0,5698 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$... moment setrvačnosti trapézového šroubu

$$J_{rhm} = 15 \cdot 10^{-4} + 9,58 \cdot 10^{-3} + 5,56 \cdot 10^{-4} + 0,57 = 0,58 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Potřebná velikost momentu motoru:

Úhlové zrychlení motoru:

$$\varepsilon_m = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_s}{t_r} \cdot i = \frac{2 \cdot \pi \cdot 75}{26} \cdot 1 = 18,12 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2}$$

$$M_m = J_{rhm} \cdot \varepsilon_m \cdot \frac{1}{\eta_c} = 0,58 \cdot 18,12 \cdot \frac{1}{0,19} = 55,3 \text{ Nm}$$

⁸ Pramen: [9]

Ad. 5. Návrh a výpočet axiálních ložisek⁹

Zvolil jsem ložiska firmy ZKL. Volím axiální soudečková ložiska, která jsou schopna přenést i případné radiální síly. Výpočet provádím na ložisku s označením 29413M.

Výpočet axiálních soudečkových ložisek:

1. Minimální zatížení

Na ložiska musí za provozu působit určité minimální zatížení, aby byl zajištěn jejich uspokojivý provoz. Totéž platí i pro axiální soudečková ložiska. Hmotnost součástí přenášená ložiskem spolu s vnějšími působícími silami často překročí požadované minimální zatížení. Pokud tomu tak není, musí být ložisko zatíženo přidavnou silou, např. pružinami.

Požadované minimální zatížení lze odhadnout ze vztahu:

$$F_{am} = 0,0005 \cdot C_{oa} + M \cdot \left(\frac{n_L}{1000} \right) = 0,0005 \cdot 973 \cdot 10^3 + 0,12 \cdot \left(\frac{75}{1000} \right) = 486,5 \text{ N}$$

2. Ekvivalentní dynamické zatížení

Axiální soudečková ložiska mohou přenášet i určité radiální zatížení, ale jenom při současně působícím axiálním zatížení. Za předpokladu, že $F_r \leq 0,55 \cdot F_a$, platí:

$$P_{ea} = F_a + 1,2 \cdot F_r = 800 + 1,2 \cdot 270 = 1125 \text{ N}$$

$$F_r \leq 0,55 \cdot F_a = 0,55 \cdot 800 = 440 \text{ N}$$

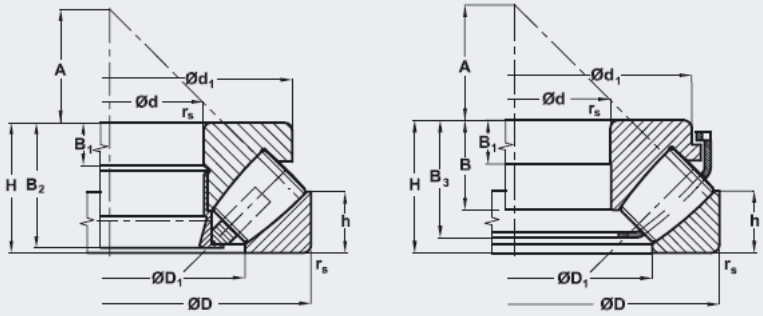
3. Ekvivalentní statické zatížení

Pro axiální soudečková ložiska platí za předpokladu, že $F_r \leq 0,55 \cdot F_a$

$$P_{oae} = F_a + 2,7 \cdot F_r = 800 + 2,7 \cdot 440 = 1988 \text{ N}$$

Tabulka 8 Parametry axiálních soudečkových ložisek

Zdroj:[30]



Hlavní rozměry				Hmotnost	Základní únosnost		koeficient min. axiál. zatížení	Mezní frekvence otáčení pro mazání olejem	Označení ložiska s válcovou dírou
d	D	H	r _s		dynamická	statická			
mm				kg	kN			min ⁻¹	
50	110	36	1.5	1.67	290	930	0.11	3100	29410EJ
60	130	42	1.2	2.47	382	1004	0.13	2600	29412EJ
60	130	42	1.5	2.6	287	809	0.082	2400	29412M*
65	140	45	2	3.26	434	1155	0.14	2400	29413EJ
65	140	45	2	3.3	340	973	0.12	2200	29413M*
70	150	48	2	3.98	464	1268	0.16	2200	29414EJ
70	150	48	2	4	371	1070	0.14	2000	29414M*

⁹ Pramen: [30]

Tribotechnika uzlů¹⁰

Volba maziva pro trapézové šrouby a matice

- Plastické mazivo firma TOTAL, MULTIS BIO EP2:

- Víceúčelové syntetické biologicky odbouratelné plastické mazivo.
- Použití: teplotní rozsah od -40 °C do 180 °C.
- Mazání všech valivých a kluzných elementů, ozubnic apod. za podmínek normálního zatížení. Může být použito v systémech s centrálním mazáním.
- Vlastnosti: Víceúčelový tuk s dobrými vysokotlakými schopnostmi. Velmi dobrá mechanická stabilita. Dobré protioděrové a antikorozi vlastnosti. Vynikající oxidační stabilita.

Volba maziva pro drážkové hřídele, drážkové náboje a pro axiální soudečková ložiska

– firma IMPACT ADHESIVE, PT LTE - LOŽISKOVÝ TUK EXTRA:

- Ložiskový tuk extra je vysoce účinný tuk. Používá se na valivá ložiska, kluzná ložiska, kluzná vedení, valivě uložená lineární vedení, klouby, drážkové hřídele, hnací klouby. Vhodné pro dlouhodobé mazání, dobrá oxidační odolnost, odolnost proti vodě, odolnost proti korozi. Ložiskový tuk extra má dobrou zatížitelnost, malý sklon k oxidaci, proto je obzvláště vhodný pro dlouhodobé mazání. Dobrá odolnost proti vymývání vodou, ochrana proti korozi a proti vibrační korozi.
Technické údaje: Zatížitelnost: čtyřkulička (DIN 51350 T.4)
Sváření 3600 N
PT LTE má výbornou ochranu proti korozi,
vibrační koroze (Deyber) - 29.106
Tepelný rozsah použití : - 30 až + 130 °C (krátkodobě + 150 °C),

3.3.3 Návrh hydraulické části systému

Návrhový výpočet hydraulických vyrovnávacích válců zajišťujících paralelitu

Průměr pístu d_{pv} hydraulického válce vypočítáme ze vztahu $F = p \cdot S$.

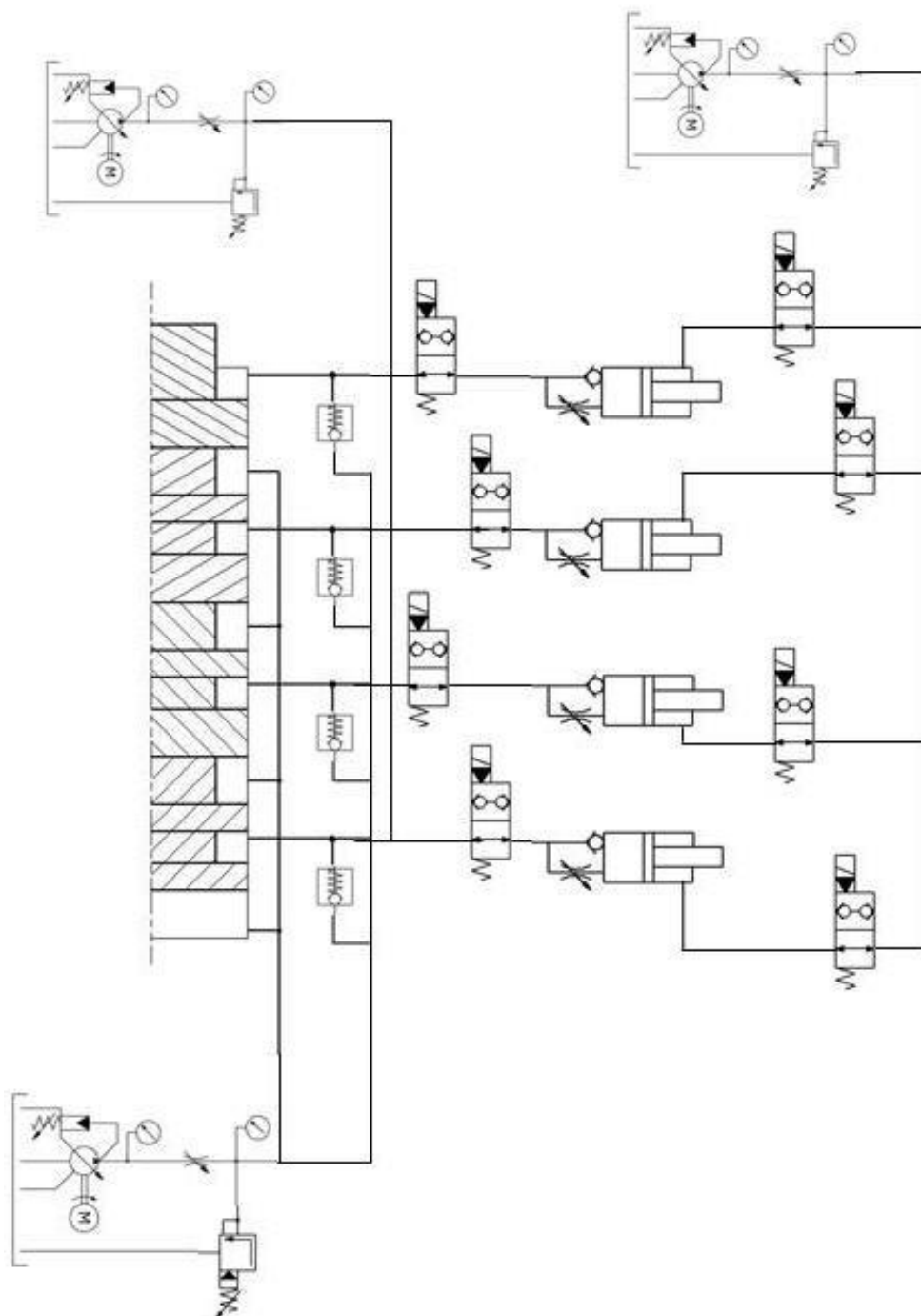
$$F_B = p_{HO} \cdot S_{pv}$$

$$F_B = p_{HO} \cdot \frac{\pi \cdot d_{pv}^2}{4} \Rightarrow d_{pv} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_B}{p \cdot \pi}}$$

$$d_{pv} = \sqrt{\frac{4 \cdot 100 \cdot 10^3}{3,2 \cdot 10^6 \cdot \pi}} = 0199 \text{ m} = 199 \text{ mm} \Rightarrow 200 \text{ mm}$$

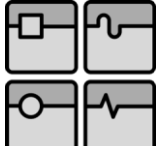
¹⁰ [31] a [32]

Obrázek 3-8 Zjednodušené zapojení hydraulického obvodu, zajišťujícího paralelitu chodu



Zdroj: Vlastní konstrukce, dle [Dieffenbacher CZ, hydraulické lisy s.r.o.]

Návrh hydraulického obvodu. Jeho hlavní části tvoří tzv. množstevní rozdělovač (Mengenteiler) a čtyři hydraulické vyrovnávací válce zajišťující paralelitu.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 52
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

4 Analýza konstrukce stroje

4.1 Analýza konstrukce z hlediska bezpečnosti dle NV 24/2003

1. Bezpečnost a spolehlivost ovládacích systémů

Ovládací systémy musí být navrženy a vyrobeny tak, aby byly bezpečné a spolehlivé a aby zabránily vzniku nebezpečných situací.

2. Porucha v dodávce energie

Přerušení, obnova po přerušení nebo jakékoli změny v dodávce energie do strojního zařízení nesmějí vést k nebezpečné situaci.

3. Selhání ovládacího obvodu

Chyba v logice ovládacího obvodu nebo jeho selhání nebo poškození nesmí vést k nebezpečným situacím.

4. Prevence rizik způsobených pohybujícími se částmi

Pohybující se části strojního zařízení musí být navrženy, vyrobeny a umístěny tak, aby se odstranilo nebezpečí, a tam, kde nebezpečí trvá, musí být umístěny ochranné kryty nebo ochranná zařízení, které zabrání každému riziku dotyku, který by mohl vést k úrazům.

5. Volba ochrany před riziky způsobenými pohybujícími se částmi

Ochranné kryty nebo ochranná zařízení používaná k ochraně před riziky spojenými s pohybujícími se částmi se musí volit podle druhu rizika.

6. Statická elektřina

Strojní zařízení musí být navrženo a vyrobeno tak, aby se předešlo nebo omezilo nahromadění možných nebezpečných elektrostatických nábojů, a/nebo musí být vybaveno vybíjecím systémem.

7. Přívod jiné než elektrické energie

Je-li strojní zařízení poháněno jinou energií než elektrickou (například hydraulickou, pneumatickou nebo tepelnou), musí být navrženo, vyrobeno a vybaveno tak, aby byla vyloučena veškerá možná nebezpečí spojená s užitím těchto druhů energií.

8. Nebezpečí uklouznutí, zakopnutí nebo pádu

Části strojního zařízení, na nichž se mohou osoby pohybovat nebo stát, musí být navrženy a vyrobeny tak, aby chránily osoby před uklouznutím, zakopnutím nebo pádem na tyto části nebo z nich.

9. Čištění vnitřních částí

Strojní zařízení musí být navrženo a vyrobeno tak, aby bylo možné čistit vnitřní části, které obsahovaly nebezpečné látky nebo přípravky, aniž by bylo zapotřebí do nich vstupovat; rovněž jakékoli nezbytné odblokování musí být možné zvenčí. Je-li zcela nemožné vyloučit vstup do strojního zařízení, musí výrobce učinit konstrukční opatření umožňující čištění za minimálního nebezpečí.

10. Výstražná zařízení

Je-li strojní zařízení vybaveno výstražným zařízením (například signalizací), musí být jednoznačné a snadno vnímatelné.

4.2 Analýza bezpečnostních rizik

dle ČSN EN 1050 a ČSN EN 414

Tabulka 9 Analýza bezpečnostních rizik – nebezpečí stlačení

nebezpečí	Příčina rizika	Předpokládaná závažnost zranění nebo poškození zdraví	Předpokládaná pravděpodobnost vystavení rizikových faktorů	Zóna nebezpečí	Řešení ochranných opatření	Opatření	Zbytková rizika	Přezkoušení, splnění bezp. Požadavků nebo opatření
Mechanická nebezpečí - vyvolána strojními částmi nebo obrobky, např.: tvarem, vzájemnou polohou, hmotností a stabilitou, hmotností a rychlostí, neodpovídající mechanickou pevností - vyvolána namáháním energie uvnitř strojního zařízení, např.: u pružných prvků, v kapalinách a plynech pod tlakem, účinkem vakua								
Stlačení	I	1	I	Montované zařízení a jeho okolí	Správné uvázání montovaného zařízení, nevstupovat pod zařízení převážněm jeřábem, kontrola nosnosti vazacích prostředků, dostatečný odstup od převážného zařízení. Používání pomocných zařízení a přípravků.	C,D	Dodržování návodu pro montáž, používání předepsaných ochranných pomůcek pro jednotlivé druhy činností při montáži.	Vizuální kontrola
	pohyb strojních součástí veliká hmotnost nebo rychlost malý odstup od zařízení nepozornost	2	II	Pracovní prostor lisu	Bezpečnostní obvody pro spuštění a ovládání lisu. Mechanické jištění proti samovolnému pohybu. Zabránění vstupu do nebezpečného prostoru. Pro vstup do nebezpečného prostoru lisu je nutno řídit se návodem na obsluhu.	A,B ,C, D	Soustředěnost a pozornost obsluhy	Vizuální kontrola, funkční zkouška
	pohyb zařízení činnost okolního zařízení	2	II	Okolí lisu a přídavných zařízení	Vypnutí a zajištění (tj. elektrická, hydraulická zařízení), umístění výstražných tabulí, odtahování hydraul. a pneu. obvodů, zajištění okolního zařízení proti spuštění. Pro vstup do nebezpečného prostoru lisu je nutno řídit se návodem na obsluhu.	B,C	Soustředěnost a pozornost obsluhy	Vizuální kontrola, funkční zkouška
	nesprávný postup demontáže pád zařízení	1	I	Demontované zařízení a jeho okolí	Učít postup demontáže dle výkresové dokumentace, vypnutí a odpojení zařízení (tj. vypnutí a odpojení hydraulických a elektrických obvodů), umístění výstražných tabulí, vypuštění hydraulického obvodu. Dostatečný odstup od zařízení, správné uvázání demontovaného zařízení, nevstupovat pod zařízení převážněm jeřábem, kontrola nosnosti vazacích prostředků. Používání pomocných zařízení a přípravků.	C,D	Dodržování návodu pro demontáž, používání předepsaných ochranných pomůcek pro jednotlivé druhy činností při demontáži.	Vizuální kontrola

Zdroj: dle [Dieffenbacher CZ, hydraulické lisy s.r.o.]

Tabulka 10 Analýza bezpečnostních rizik – nebezpečí stříhu

nebezpečí	Příčina rizika		Předpokládaná závažnost zranění	Předpokládaná pravděpodobnost vystavení rizikovým faktorům	Zóna nebezpečí	Řešení ochranných opatření	Opatření	Zbytková rizika	Přezkoušení, splnění bezp. Požadavků nebo opatření
	I	P							
Stříhu	<div> <div>pád zařízení</div> <div>nesprávné uvázání</div> <div>malý odstup od zařízení</div> <div>nesprávná montáž</div> </div>	<div> <div>pohyb strojních součástí</div> <div>velká hmotnost nebo rychlost</div> <div>malý odstup od zařízení</div> <div>střížné prvky, hrany rohů, vyčnívající části</div> </div>	1	II	Montované zařízení a jeho okolí	Správné uvázání montovaného zařízení, nevstupovat pod zařízení převážením jeřábem, kontrola nosnosti vazacích prostředků, dostatečný odstup od převáženého zařízení. Používání pomocných zařízení a přípravků.	C, D	Dodržování návodu pro montáž, používání ochranných pomůcek pro jednotlivé druhy činností při montáži.	Vizuální kontrola
	<div> <div>pohyb zařízení</div> <div>činnost okolního zařízení</div> </div>	<div> <div>střížné prvky, hrany rohů, vyčnívající části</div> </div>	2	II	Okolí lisu a přidavných zařízení	Bezpečnostní obvody pro spuštění a ovládání lisu. Mechanické jističi proti samovolnému pohybu. Zabránění vstupu do nebezpečného prostoru. Pro vstup do nebezpečného prostoru lisu je nutno řídit se návodem na obsluhu.	A, B, C, D	Soustředěnost a pozornost obsluhy	Vizuální kontrola, funkční zkouška
	<div> <div>nesprávný postup demontáže</div> </div>	<div> <div>pád zařízení</div> </div>	1	I	Demontované zařízení a jeho okolí	Uřčit postup demontáže dle výkresové dokumentace, vypnutí a odpojení zařízení (tj. vypnutí a odpojení hydraulických a elektrických obvodů), umístění výstražných tabulí, vypnutí hydraulického obvodu. Dostatečný odstup od zařízení, správné uvázání demontovaného zařízení, nevstupovat pod zařízení převážené jeřábem, kontrola nosnosti vazacích prostředků. Používání pomocných zařízení a přípravků.	C, D	Dodržování návodu pro demontáž, používání ochranných pomůcek pro jednotlivé druhy činností při demontáži.	Vizuální kontrola

Zdroj: dle [Dieffenbacher CZ, hydraulické lisy s.r.o.]

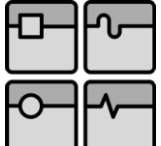
Vysvětlivky:

- 1) I - instalace a spuštění zařízení
P - provoz zařízení
U - údržba zařízení
L - likvidace zařízení

- 2) Předpokládané nebezpečí a stupeň postižení
1 - vysoké (např. ohrožení života)
2 - střední (např. ztráta jednotlivých částí těla)
3 - malé (např. nebezpečí malých poranění)

- 3) Pravděpodobnost vystavení rizikovým faktorům
I - velká (nepřetržitá přítomnost člověka v nebezpečném prostoru)
II - střední (občasná přítomnost člověka v nebezpečném prostoru)
III - malá (náhodná přítomnost člověka v nebezpečném prostoru)

- 4) Bezpečnostně technické opatření
A - snížení rizika konstrukcí
B - technická ochranná opatření
C - informace pro uživatele
D - dodatečná ochranná opatření (např. osobní ochranné pomůcky, nouzové východy)

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 56
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

4.3 Ekonomická analýza výsledného řešení

Ekonomické porovnání existujících způsobů zajišťování paralelity chodu beranu:

1. *Délka vedení beranu*

Nejlevnější způsob zajištění chodu beranu je prostřednictvím dostatečně velké délky vedení na beranu. Dostatečně zvolená délka vedení na beranu zajistí, že nedojde k excentricitě chodu beranu.

2. *Mechanické zajištění*

Další způsob je mechanickým zajištěním, které je schopno zajistit paralelitu chodu beranu. Tento způsob je ovšem dražší než použití velké délky beranu. Další nevýhodou tohoto způsobu zajištění je, že se nedá použít pro velké pracovní síly. Jeho použití je tedy omezené/limitované, a proto se dnes již tento způsob nepoužívá.

3. *Přestavování polohy beranu*

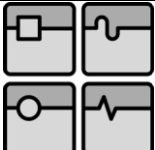
A. Manuálně – tato metoda je levnější, ale časově náročná. Nehodí se do provozů, kde by prostoje lisu způsobili finanční ztráty podniku. Lis se musí při polohování odstavit od výroby a ručně se postupně provede montáž polohovacích válců v každém rohu beranu. V praxi se montáž provádí např. 3x za den v nepravidelných intervalech, což je spojeno s určitými náklady (např. na zaměstnance).

B. Hydraulicko – elektrický systém zajišťující paralelitu chodu beranu, je nejpoužívanější řešení, které eliminuje excentricitu chodu beranu. Výhodou tohoto řešení je větší tuhost zajištěná absencí dlouhých ozubených tyčí, které jsou použity u mechanického zajištění. Paralelita je zajištěna hydraulicko – elektrickým systémem, jehož použití je nákladnější, ale efekt na chod beranu výrazně lepší. Toto řešení lze tedy považovat za efektivní vzhledem k poměru mezi cenou a dosahovanou přesností chodu beranu. Toto řešení se dá použít i pro velké pracovní síly.

4. *Elektrické servopohony*

Tento způsob pracuje na principu elektrických servopohonů, které vyrovnávají nastavení pracovních válců vůči sobě. Tyto elektrické servopohony snímají výšky pracovních válců pomocí laserových snímačů polohy. Tento způsob je nejpřesnější a díky použitým technologiím také nejdražší.

Z předchozího porovnání jednotlivých metod je zřejmé, že volba způsobu, který zajistí paralelitu chodu beranu z ekonomického hlediska, závisí na mnoha parametrech - především na technických potřebách a výrobním zaměření každé firmy. Vedení každé firmy může využít specializovaných poradenských firem. Tyto firmy provedou ekonomickou analýzu použití jednotlivých technologií na základě podnikatelského záměru dané firmy a doporučí efektivní řešení. V takové analýze lze najít např. porovnání pořizovací ceny hydraulického lisu s přičtením průběžně vynakládaných nákladů na manuální metodu (viz bod 3A) a prvotní vyšší pořizovací cenu hydraulického lisu s použitím hydraulicko – elektrického systému (uvedeného v bodě 3B). Jak již bylo zmíněno výše, pořizovací cena hydraulického lisu s manuálním přestavováním polohy beranu je nižší než pořizovací cena hydraulického lisu s hydraulicko-elektrickým systémem. Vezmou-li se však v úvahu vyšší náklady na mechanické polohování lisu, může tato metoda být v konečném důsledku pro firmu nákladnější.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 57
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Závěr

V diplomové práci byl řešen návrhový výpočet a konstrukce rámu svislého hydraulického lisu, beranu lisu a přestavovacího mechanismu polohy beranu.

Dvoustojanový, uzavřený rám lisu jsem zvolil z oceli 11 373, jelikož je dobře svařitelná a má dobré mechanické vlastnosti. Pro výpočet rámu lisu jsem zvolil klasický zjednodušený přístup k výpočtu. Ve skutečnosti je namáhání rámu daleko složitější záležitostí. Je třeba upozornit, že tento klasický přístup k výpočtu stojanů je velice zjednodušený, protože pro skutečně složité tvary stojanů takovýto analytický výpočet nezachytí místa na stojanu, kde dochází např. ke koncentraci napětí nebo ty, kde jsou vady materiálu či trhliny, které většinou bývají zárodkem pro další fázi porušování.

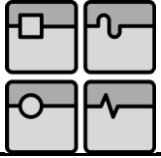
Namáhání rámu lisu jsem zjednodušil na namáhání horního příčnicku na ohyb od pracovních válců, spodního příčnicku na dovolený maximální průhyb a stojin na tah. Přičemž spodní příčník je namáhán spojitým zatížením. Stolní deska rámu se počítá také na dovolený maximální průhyb. Podobně tomu bylo i u návrhového výpočtu beranu lisu. Ten je namáhán na ohyb od pracovních válců. Materiál a rozměry kluzného (lišťového) vedení beranu jsem zvolil podle výpočtů reakčních sil mezi vedením beranu a vedením na stojinách rámu lisu. Výsledným zvoleným materiálem byl litý bronz s grafitovými hnízdy.

Pro přestavování polohy beranu jsem zvolil variantu se čtyřmi elektromotory, přičemž každý elektromotor představuje jeden pohybový šroub. Pro pohon přestavovacího mechanismu polohy beranu jsem zvolil asynchronní elektromotor se šnekovou převodovkou. Pro následné řízení těchto elektromotorů bych v praxi volil řízení frekvenčními měniči, které jsou v současné době nejpoužívanější.

Byl vypracován zjednodušený návrh hydraulického obvodu. Jeho hlavní části tvoří tzv. množstevní rozdělovač (Mengenteiler) a čtyři hydraulické vyrovnávací válce zajišťující paralelitu chodu beranu.

Další pozornost by bylo vhodné věnovat možnosti použití pouze jednoho frekvenčního měniče pro řízení všech elektromotorů. Vzhledem k omezenému rozsahu této práce není možné již tuto problematiku vyřešit.

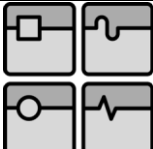
Návrhovými výpočty a konstrukcí mechanismu přestavujícího polohu beranu vůči stolní desce lisu a návrhem hydraulického obvodu, lze považovat cíl diplomové práce za splněný.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 58
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Seznam použité literatury a dalších pramenů

Monografie a odborné publikace

- [1] BOLEK, A.; KOCHMAN, J. a kol. *Části strojů I a II*. Technický průvodce 6 Praha: SNTL, 1990.
- [2] BRENÍK, P.; PÍČ, J. *Obráběcí stroje – konstrukce a výpočty*. 2. vyd. Praha: SNTL, 1986. 573 s. ISBN 04-235-86.
- [3] ČECHURA, M.; STANĚK, J. *Tvářecí stroje – Hydraulické lisy*. 1. vyd. Plzeň: Vydavatelství západočeské univerzity, 1999. 141 s. ISBN 80-7082-480-8.
- [4] ČERNOCH, S. *Strojně technická příručka 1*. 13. vyd. Praha: SNTL, 1977. 1296 s.
- [5] ČERNOCH, S. *Strojně technická příručka 2*. 12. vyd. Praha: SNTL, 1968. 1227 s.
- [6] DRASTÍK, F. *Normativně technická dokumentace*. Ostrava: Montanex, 1998.
- [7] FLIEGER, J.; VYŠÍN, M. *Hydraulické a pneumatické mechanismy*. Brno: FSI VUT v Brně, 2004. 84 s.
- [8] JANÍČEK, P.; FLORIAN, Z. *Mechanika těles – Úlohy z pružnosti a pevnosti I*. 3. vyd. Brno: PC-DIR Real, 1999. 170 s. ISBN 80-1413-8.
- [9] *Konstrukce CNC obráběcích strojů*. MM Průmyslové spektrum, 2006. 282 s. ISSN 1212-2572.
- [10] KOPECKÝ, M.; RUDOLF, B. *Tvářecí stroje – Doplnkové skriptum*. 1. vyd. Praha: ČVUT, 1992. 50 s.
- [11] KOVÁČ, A.; RUDOLF, B. *Tvárníacie stroje*. 1. vyd. Bratislava: ALFA, 1989. 376 s. ISBN 80-05-00126-6.
- [12] KŘÍŽ, R. a kol. *Stavba a provoz strojů I*. 1. vyd. Praha: SNTL, 1977. 328 s.
- [13] LEINVEBER, J.; ŘASA, J.; VÁVRA, P. *Strojnické tabulky*. 3. vyd. Praha: Scientia, 2000. 985 s. ISBN 80-7183-164-6.
- [14] Nařízení vlády č. 24/2003 Sb., kterým se stanoví technické požadavky na strojní zařízení.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 59
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

- [15] NĚMEC, J.; DVOŘÁK, J.; HOSCHL, C. *Pružnost a pevnost ve strojírenství*. 1. vyd. Praha: SNTL, 1988.
- [16] POKORNÝ, P. *Výrobní stroje II. – Mechanické lisy*. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 1998. 123 s.
- [17] PROKEŠ, J.; VOSTROVSKÝ, J. *Hydraulické a pneumatické mechanismy*. 1. vyd. Praha: SNTL, 1988. 276 s.
- [18] RUDOLF, B; KOPECKÝ, M. *Tvářecí stroje – základy stavby a využití*. 1. vyd. Praha: SNTL, 1985. 405 s. ISBN 04-231-85.
- [19] SOBEK, E. a kol. *Základy konstruování – Návod pro konstrukční cvičení*. 4. vyd. Brno: VUTIUM, 1998. 195 s. ISBN 80-214-1083-3.
- [20] STARK, R.; HRÁDEK, J. *Tvářecí stroje – Seminární cvičení*. 1. vyd. Praha: ČVUT, 1989. 79 s.
- [21] *Strojírenská příručka 1. - 8. díl*. 1. vyd. Praha: Scientia. 1992 - 1998, ISBN 80-03-00-680-5, ISBN 80-85827-00-x, ISBN 80-85827-23-9, ISBN 80-85827-58-1, ISBN 80-85827-59-x, ISBN 80-85827-88-3, ISBN 80-7183-024-0.
- [22] SVOBODA, P.; BRANDEJS, J.; KOVAŘÍK, R.; SOBEK, E. *Základy konstruování – Výběr z norem pro konstruování*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2001. 288 s. ISBN 80-7204-214-9.
- [23] ŽENÍŠEK, J.; JENKUT, M. *Výrobní stroje a zařízení*. 2. vyd. Praha: SNTL, 1990. 276 s. ISBN 04-222-90.

Internetové zdroje

- [24] www.dieffenbacher.cz oficiální internetové stránky firmy DIEFFENBACHER CZ, hydraulické lisy s.r.o.
- [25] www.ktr.com oficiální internetové stránky firmy KTR
Kupplungstechnik GmbH
- [26] www.cni.cz Český normalizační institut – internetové stránky
- [27] www.upv.cz Úřad průmyslového vlastnictví – internetové stránky
- [28] www.depatisnet.de Deutsches Patent und Markenamt – internetové stránky

- | | | |
|------|--|--|
| [29] | www.renishaw.cz | oficiální internetové stránky firmy RENISHAW |
| [30] | www.zkl.cz/czech/index.aspx | oficiální internetové stránky firmy ZKL, a.s. |
| [31] | www.exvalos.cz | oficiální internetové stránky firmy Exvalos s.r.o. |
| [32] | www.hfmarket.cz | oficiální internetové stránky firmy HF Market |
| [33] | www.matis.cz | oficiální internetové stránky firmy MATIS |
| [34] | www.ks-kurim.cz | oficiální stránky firmy KSK Kuřim |
| [35] | www.sew-eurodrive.cz | oficiální stránky firmy SEW-Eurodrive |
| [36] | www.kajometal.sk | oficiální stránky firmy KAJOMetal s.r.o. |
| [37] | www.kks.zcu.cz/podklady.html | strojní příručka, internetové stránky Západočeské univerzity v Plzni |
| [38] | www.moeller.cz/priruckazapojeni/norm058.html | Přepočet jednotek SI, internetové stránky firmy MOELLER |
| [39] | http://sroubovespoje.kvalitne.cz/index.htm | internetové stránky Jan Tauchman |
| [40] | www.347.vsb.cz/CZ/kestazeni/prirucky.asp | katedra částí a mechanismů strojů, Fakulta strojní, Technická univerzita Ostrava – internetové stránky |

Seznam použitého softwaru

- | | |
|------|--------------------------------------|
| [41] | Autodesk Inventor Professional 11 CZ |
| [42] | Microsoft Office 2007 |
| [43] | Microsoft Excel 2007 |
| [44] | Pdf Factory Pro |
| [45] | SnagIt 8 – academic version |
| [46] | Mathcad 14.0 |
| [47] | PC Translator 2007 |
| [48] | ACDSee v5.0 |
| [49] | SaveAsPDF |

Seznam použitých norem

Výběr norem týkajících se daného řešení systému zajišťujícího paralelitu chodu beranu. Výběr neobsahuje normy týkající se spojovacích součástí a jejich příslušenství, jako jsou šrouby, matice podložky atd.

Hydraulické lisy

ČSN 24 0401 Tvářecí stroje. Hydraulické lisy. Řady hlavních parametrů

Hydraulika

ČSN 11 9201 Hydraulika, hydromotory – hlavní parametry

ČSN 11 9001 Hydraulika, hydrostatické mechanismy, pojmy veličiny, značky a jednotky

Hydrogenerátory a hydromotory

ČSN ISO 3019 Rozměry a identifikační kód montážních přírub a konců hřídelů.

Drážkové hřídele a náboje

ČSN 01 4940 Porovnání únosností a volba průřezu.

Tlakové maznice

ČSN 02 7418 Samočinné tlakové maznice pro mazání tukem.

ČSN 23 1468 Mazací zařízení. Samočinné tlakové maznice pro mazání plastickým mazivem.

Maznice

ČSN 02 7410 Staufferovy maznice.

ČSN 23 1467 Mazací zařízení. Staufferovy maznice.

Pracovní válce hydraulických lisů

VN 14 08 – 08 Vnitropodniková norma firmy Dieffenbacher.

Bezpečnost strojních zařízení

ČSN EN 1050 Stanovení rizikovosti spojené s riziky (rizikovými faktory).

ČSN EN 414 Pravidla pro navrhování a předkládání bezpečnostních norem.

NV 24/2003 Sb. Nařízení vlády, stanoví technické požadavky na strojní zařízení.

Seznam použitých obrázků

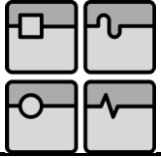
OBRÁZEK 1-1 ZJEDNODUŠENÝ MODEL NAMÁHÁNÍ DVOUSTOJANOVÉHO RÁMU	14
OBRÁZEK 1-2 HYDRAULICKÝ LIS SVISLÉHO PROVEDENÍ - LISOVACÍ SÍLA 6,3 MN = 630 T.....	15
OBRÁZEK 1-3 KINEMATICKÉ SCHÉMA LISU	16
OBRÁZEK 1-4 VÝPOČTOVÝ MODEL RÁMU LISU	17
OBRÁZEK 1-5 PŘÍČNÝ ŘEZ HORNÍM PŘÍČNÍKEM	18
OBRÁZEK 1-6 HORNÍ PŘÍČNÍK - VVÚ	19
OBRÁZEK 1-7 PŘÍČNÝ ŘEZ SPODNÍM PŘÍČNÍKEM	20
OBRÁZEK 1-8 SPODNÍ PŘÍČNÍK - VVÚ	21
OBRÁZEK 1-9 ZJEDNODUŠENÉ NAMÁHÁNÍ STOJINY LISU	23
OBRÁZEK 1-10 PŘÍČNÝ ŘEZ STOJINOU LISU	23
OBRÁZEK 2-1 PŘÍČNÝ ŘEZ BERANEM LISU	25
OBRÁZEK 2-2 BERAN LISU - VVÚ	26
OBRÁZEK 2-3 VÝPOČTOVÝ MODEL RÁMU LISU PRO VÝPOČET VELIKOSTI SÍLY F_Q	28
OBRÁZEK 2-4 VÝPOČTOVÉ SCHÉMA PRO STATICKÝ VÝPOČET VEDENÍ BERANU	29
OBRÁZEK 3-1 MECHANICKÉ ZAJIŠTĚNÍ PARALELITY	33
OBRÁZEK 3-2 ZAJIŠTĚNÍ PARALELITY SERVOPOHONY.....	34
OBRÁZEK 3-3 PŘESTAVOVÁNÍ POLOHY BERANU DVĚMA ELEKTROMOTORY	36
OBRÁZEK 3-4 PŘESTAVOVÁNÍ POLOHY BERANU SE ČTYŘMI ELEKTROMOTORY	37
OBRÁZEK 3-5 CELKOVÝ POHLED NA MECHANISMUS PŘESTAVOVÁNÍ BERANU	39
OBRÁZEK 3-6 ASYNCHRONNÍ ELEKTROMOTOR SE ŠNEKOVOU PŘEVODOVKOU	41
OBRÁZEK 3-7 GEOMETRIE ÚHLOVÉHO SNÍMAČE SIGNUM RESM	42
OBRÁZEK 3-8 ZJEDNODUŠENÉ ZAPOJENÍ HYDRAULICKÉHO OBVODU, ZAJIŠŤUJÍCÍHO PARALELITU CHODU BERANU	51

Seznam použitých tabulek

TABULKA 1 FYZIKÁLNÍ VLASTNOSTI JEDNOTLIVÝCH MATERIÁLŮ	13
TABULKA 2 MECHANICKÉ VLASTNOSTI KLUZNÝCH LIŠT Z LITÉHO BRONZU	30
TABULKA 3 PŘEHLED ELEMENTÁRNÍCH ROZLOŽENÍ MĚRNÝCH TLAKŮ	31
TABULKA 4 ZÁKLADNÍ PARAMETRY HŘÍDELOVÝCH SPOJEK.....	40
TABULKA 5 ZÁKLADNÍ PARAMETRY ŠNEKOVÝCH PŘEVODOVEK	40
TABULKA 6 ZÁKLADNÍ PARAMETRY ASYNCHRONNÍCH ELEKTROMOTORŮ.....	41
TABULKA 7 ZÁKLADNÍ ROZMĚRY ÚHLOVÝCH SNÍMAČŮ	42
TABULKA 8 PARAMETRY AXIÁLNÍCH SOUDEČKOVÝCH LOŽISEK.....	49
TABULKA 9 ANALÝZA BEZPEČNOSTNÍCH RIZIK – NEBEZPEČÍ STLAČENÍ.....	53
TABULKA 10 ANALÝZA BEZPEČNOSTNÍCH RIZIK – NEBEZPEČÍ STŘIHU	54

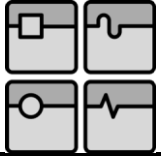
Seznam použitých zkratk a symbolů

Veličina	Název veličiny	Jednotka
A_s	jmenovitý výpočtový průřez šroubu	[mm ²]
b	vzdálenost pracovního válce od bočnice lisu	[mm]
B_1	šířka lisu	[mm]
B_{10}	největší vzdálenost plechů žebrování	[mm]
B_2	ekvivalentní šířka lisu	[mm]
B_3	ekvivalentní šířka spodního příčnicku	[mm]
B_4	šířka beranu	[mm]
B_5	ekvivalentní šířka beranu	[mm]
B_6	šířka stojiny	[mm]
B_b	délka beranu	[mm]
c	vzdálenost působišť reakčních sil na vedení beranu	[mm]
C_{oa}	základní statická účinnost	[N]
D_1	nejmenší průměr matice	[mm]
d_2	střední průměr trapézového šroubu	[mm]
d_3	vnitřní průměr trapézového šroubu	[mm]
d_{dh}	průměr díry v trapézovém šroubu pro drážkovou hřídel	[mm]
D_h	vnější průměr drážkového hřídele	[mm]
d_h	průměr hřídele	[mm]
D_k	roztečná kružnice kolíků	[mm]
d_k	průměr kolíku	[mm]
d_p	průměr pístu	[mm]
d_{pv}	průměr pístu vyrovnávače paralelity	[mm]
D_s	střední průměr profilu drážkové hřídele	[mm]
d_s	vnější průměr trapézového šroubu	[mm]
d_v	vnitřní průměr drážkového hřídele	[mm]
e	délka spojitého zatížení	[mm]

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 64
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Veličina	Název veličiny	Jednotka
E	modul pružnosti v tahu	[MPa]
f	vzdálenost spojitého zatížení od kraje spodního příčnicku	[mm]
F	celková pracovní síla	[N]
f^*	skutečná účinná plocha boků všech drážek na 1 mm	[mm ² /mm]
F_1	pracovní síla jednoho pracovního válce	[N]
F_a	axiální zatížení	[N]
F_{am}	minimální axiální zatížení soudečkového ložiska	[N]
$F_{Aš}$	axiální síla od trapézového šroubu	[N]
F_{Ax}	síla v ose x	[N]
$F_{Az}, F_{Bz}, F_{Dz}, F_{Ez}$	síly v ose z	[N]
F_B	síla na jeden vyrovnávač paralelity	[N]
F_h	obvodová síla na středním průměru drážkování	[N]
F_k	síla působící na jeden kolík	[N]
F_{max}	maximální síla působící na jeden trapézový šroub	[N]
F_o	přípustná osová síla	[N]
F_Q	síla, kterou působí beran při svém naklonění na vedení na stojinách	[N]
F_r	radiální složka působícího kombinovaného zatížení	[N]
f_z	součinitel smykového tření v závitech šroubu	[--]
g	gravitační zrychlení	[m.s ⁻²]
h	vzdálenost mezi neutrálními osami příčníků	[mm]
H_1	výška horního příčnicku	[mm]
H_{10}	minimální výška stolní desky	[mm]
H_2	výška spodního příčnicku	[mm]
H_3	výška beranu	[mm]
H_4	výška stojiny	[mm]
h_m	výška trapézové matice	[mm]
H_z	nosná hloubka závitu	[mm]

Veličina	Název veličiny	Jednotka
i	převodový poměr	[--]
j	počet valivých ložisek	[--]
J_{dh}	moment setrvačnosti drážkové hřídele	[kg.m ²]
J_{dn}	moment setrvačnosti drážkového náboje	[kg.m ²]
$J_{mot} + J_{br}$	moment setrvačnosti elektromotoru s brzdou	[kg.m ²]
J_{rhm}	celkový moment setrvačnosti redukovaný na hřídel motoru	[kg.m ²]
$J_{\dot{s}}$	osový kvadratický moment trapézového šroubu	[mm ⁴]
$J_{t\dot{s}}$	moment setrvačnosti trapézového šroubu	[kg.m ²]
J_y	osový kvadratický moment průřezu k ose y	[m ⁴]
k_e	bezpečnost vůči mezi kluzu	[--]
k_{k1}	bezpečnost vzhledem k meznímu stavu pružnosti	[--]
k_{k2}	bezpečnost proti trvalým deformacím	[--]
k_v	bezpečnost vzhledem k meznímu stavu vzpěrné stability	[--]
L	vzdálenost mezi neutrálními osami stojin	[mm]
l_n	délka drážkového náboje	[mm]
l_{red}	délka šroubu namáhaného na vzpěr	[mm]
$L_{\dot{s}}$	pracovní zdvih trapézového šroubu	[mm]
L_t	skutečná délka styku vedení beranu s vedením na stojinách	[mm]
L_v	délka vedení	[mm]
m	číselná konstanta specifická pro určité rozložení tlaku ve vedení	[--]
M	součinitel minimálního zatížení	[--]
m_B	hmotnost beranu	[kg]
M_m	moment motoru	[Nm]
$M_{o\ max}$	maximální ohybový moment	[Nm]
M_{o1}, M_{o2}	ohybové momenty v bodech 1 a 2	[Nm]
M_{oB}	ohybový moment v bodě B	[Nm]

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 66
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Veličina	Název veličiny	Jednotka
M_{oC}	ohybový moment v bodě C	[Nm]
M_{oD}	ohybový moment v bodě D	[Nm]
M_R	odporový moment šroubu	[Nm]
m_s	hmotnost šroubu s drážkovým nábojem	[kg]
M_{yA}	ohybový moment v ose y	[Nm]
N	výsledná reakční síla ve vedení	[N]
n_k	počet kolíků	[--]
n_L	frekvence otáčení ložiska	[min ⁻¹]
n_s	otáčky trapézového šroubu	[min ⁻¹]
P	stoupání závitu	[mm]
p_D	dovolený měrný tlak v závitech	[MPa]
p_{Dk}	dovolený tlak na kolík	[MPa]
p_{Dn}	dovolený tlak v opěrné ploše drážek	[MPa]
P_{ea}	ekvivalentní dynamické zatížení	[N]
p_{HO}	tlak v hydraulickém obvodu	[MPa]
p_k	tlak na kolík	[MPa]
p_L	pracovní tlak lisu	[MPa]
P_m	výkon motoru	[W]
P_{oae}	ekvivalentní statické zatížení	[N]
p_Z	tlak v závitech	[MPa]
q	spojité zatížení	[N.m ⁻¹]
q_D	maximální dovolený měrný tlak	[MPa]
$R_e (\sigma_k)$	mez kluzu	[MPa]
$R_m (\sigma_{Pt})$	mez pevnosti	[MPa]
s	namáhaná část kolíku na stříh	[mm]
S_1, S_2, S_3	příčné průřezy příčniku a beranu	[m ²]
S_P	příčný průřez pístu pracovního válce	[m ²]
S_{pv}	průřez pístu vyrovnávače paralelity	[m ²]

Veličina	Název veličiny	Jednotka
S_{\S}	průřez trapézového šroubu	[mm]
\S	průmět šířky vodicích lišt	[mm]
t	odlehlost výslednice reakčních sil od horního, resp. dolního okraje beranu	[mm]
t_1	tloušťka plechu horního příčnicku	[mm]
t_2	tloušťka plechu spodního příčnicku	[mm]
t_3	tloušťka plechu beranu lisu	[mm]
T_{AB}, T_{CD}	posouvající síly v horním příčnicku	[N]
T_B, T_C, T_D	posouvající síly ve spodním příčnicku	[N]
t_r	požadovaný čas rozběhu	[s]
t_{\S}	přibližný celkový čas vysunutí, resp. zasunutí trapézového šroubu	[min]
u	vzdálenost sil od sebe	[mm]
v	vzdálenost síly od kraje beranu	[mm]
v_{\S}	rychlost vysouvání (zasouvání) trapézového šroubu	[mm.s ⁻¹]
W_k	průřezový modul v krutu	[m ³]
W_{Oy}	průřezový modul ohybu k ose y	[m ³]
Z	počet závitů	[--]
α	součinitel dle HMH nebo τ_{\max}	[--]
β	úhel profilu závitu	[°]
γ	úhel stoupání závitu	[°]
ε	excentricita tvářecí síly v podélném směru pracovního prostoru lisu	[m]
ε_m	úhlové zrychlení motoru	[rad.s ⁻¹]
η_c	celková účinnost	[--]
η_L	účinnost jednoho axiálního soudečkového ložiska	[--]
η_P	účinnost převodu	[--]
η_{\S}	účinnost trapézového šroubu a matice	[--]
η_v	účinnost kluzného vedení náboje po drážkové hřídeli	[--]

Veličina	Název veličiny	Jednotka
λ	štíhlostní poměr	[--]
σ_{kr}	kritické napětí šroubu	[MPa]
σ_d	napětí v tlaku	[MPa]
σ_D	dovolené napětí	[MPa]
σ_{DG}	dovolené napětí podle Guesta	[MPa]
$\sigma_{Dš}$	dovolené napětí šroubu	[MPa]
σ_{ex}	maximální napětí od největšího ohybového momentu	[MPa]
σ_{o1}, σ_{o2}	napětí od ohybových momentů	[MPa]
σ_{red}	redukováné napětí	[MPa]
$\sigma_{redB}, \sigma_{redC}, \sigma_{redD}$	redukováná napětí v bodech B, C, D	[MPa]
$\sigma_{\dot{s}}$	napětí šroubu v tahu	[MPa]
$\sigma_{\dot{s} \max}$	maximální tlakové napětí v trapézovém šroubu	[MPa]
$\sigma_{\dot{s} \text{ red}}$	kombinované napětí tlakem a krutem	[MPa]
τ_1	napětí od posouvajících sil v horním příčniku	[MPa]
τ_3	napětí od posouvajících sil v beranu	[MPa]
τ_B, τ_C, τ_D	napětí od posouvajících sil ve spodním příčniku v bodech B, C a D	[MPa]
τ_{DK}	dovolené napětí v krutu	[MPa]
τ_{Ds}	dovolené napětí ve smyku	[MPa]
τ_k	napětí v krutu	[MPa]
τ_s	napětí ve smyku	[MPa]
φ	třecí úhel závitu	[°]
ω_D	dovolený průhyb	[mm]
ω_{\max}	maximální průhyb	[mm]

Seznam příloh

Výkresová dokumentace

Beran lisu	0 – 509 – 51/01
Kusovník – beran lisu	K – 2 – 509 – 51/01
Trapézový šroub TR 150x16	3 – 509 – 51/01.20
Trapézová matice TR 150x16	3 – 509 – 51/01.21
Vyrovnávač paralelity	3 – 509 – 51/02
Kusovník – vyrovnávače	K – 3 – 509 – 51/02